

# **Analyse und Optimierung eines Kraft-Wärme-Kopplungssystems unter Berücksichtigung von alternativen Energien und verschiedenen Kreisprozessen**

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur  
(Dr.-Ing.)**

vorgelegt der  
Fakultät für Maschinenbau der  
Technischen Universität Ilmenau

von Herrn

**M.Sc. Muhsen Habka**

geboren am 01.09.1981 in Hama/Syrien

1. Gutachter: apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Christian Karcher
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Salman Ajib
3. Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. habil. André Thess

Tag der Einreichung: 24.05.2019

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 28.10.2019

### **Kurzfassung**

Die Geothermie sowie die Solarthermie stellen sehr große technische Potenziale zur Energiegewinnung zur Verfügung. Die derzeit zwei verfügbaren Umwandlungsverfahren dieser niedertemperierten Wärme mit Sekundärkreislauf sind der Organic Rankine Cycle (ORC) und das Kalina-Cycle-System (KCS). Für geringe Quellentemperaturen bis 120 °C wird der ORC ohne und mit Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) analysiert sowie weiter optimiert und mit der Ausführung von Kalina Cycle KCS 34 gewichtet.

Für die geothermische Stromerzeugung erzielen zeotrope Fluidgemische mit ziemlich geringen kritischen Temperaturen, im subkritischen Bereich des ORC, Leistungssteigerungen sowie Optimierungen nach dem zweiten Hauptsatz bis 30 %, verglichen mit den Reinfluiden. Dies richtet sich jedoch nach der Geothermalwassertemperatur; d.h.: Jeder Temperatur ist einem sachgemäßen zeotropen Gemisch zugeordnet. Dabei sind Eigenschaften von Gemischen wie z.B. R422A und R402A für die Geothermalwassertemperatur 100 °C, R22M und R438A für 120 °C supergeeignet. Für die KWK werden Hybridmodelle entworfen, in denen verschiedene Kopplungsvarianten sowie Prozessführungen, wie Verwendung von zwei Vorwärmern, zwei Verdampfungsaggregaten oder die Basisführung, stehen. Verglichen mit dem bekannten Serien- und Parallelmodell haben all diese Systemführungen geringere Sensitivität zu Auslegungs- und Betriebsparametern des Heizsystems sowie zu den Fluidklassen, zusammen mit optimierter Leistungserzeugung. Der Cash-Flow als Maßstab der Wirtschaftlichkeit folgt dem thermodynamischen Zielfaktor und bestätigt die Überkompensation des Mehraufwands der optimierten Anlagen.

Im Vergleich des ORC und KCS 34 für die Geothermalwassertemperaturen bis 120 °C zeigt sich der ORC mit den Fluidgemischen überlegen. Dagegen liefert KCS 34 bei Limitierung der Geothermalwasseraus Kühlung Mehrleistung. Für die KWK beweisen sich die Hybridmodelle des ORC als hervorragende Kreisläufe. Für Reservoirs mit höheren Temperaturen als 120 °C ist das Serienmodell mit KCS 34 vorteilhafter.

In der solarthermischen Betrachtung scheint die kaskadierte Methode der Wärmekopplung mit dem ORC und Flachkollektor zusammen mit Verwendung der zeotropen Gemische zur Optimierung des Teillastverhaltens und Verringerung der Systemsensitivität vielversprechend, verglichen mit der klassischen Wärmekopplung mit dem ORC-Kondensator und Reinarbeitsmitteln.

## Abstract

Geothermal and solar thermal energy provide huge technical potential for energy generation. For converting this low-temperature heat with secondary circuit, Organic Rankine Cycle (ORC) and Kalina Cycle System (KCS) are the currently available two conversion processes. For low heat source temperatures up to 120 °C, the ORC will be analyzed and further optimized with and without combined heat and power (CHP) and then compared with KCS 34.

For geothermal power generation, the zeotropic fluid mixtures with low critical temperatures increase the power generation in the subcritical range of the ORC process and achieve optimizations of the second law efficiency up to 30 %, compared to pure fluids. However, this depends on the geothermal water temperature; this means, each temperature is associated with a proper zeotropic mixture. Thereby, properties of working fluids e.g. R422A and R402A are suitable for the geothermal water temperature 100 °C, R22M and R438A for 120 °C. For combined heat and power, hybrid models are being developed, in which various coupling variants as well as process design are considered, such as use of two preheaters, two evaporation units or even the basic process. Compared with the known series and parallel model, all these systems have lower sensitivity to the design and operating parameters of the heating system and also to the fluid classes along with optimized power generation. The Cash-Flow as economic factor will follow the thermodynamic target factor and confirms the overcompensation of the increased expenditure of optimized plants.

Comparison of the ORC with KCS 34 for the geothermal water temperatures up to 120 °C shows that the ORC is superior with the fluid mixtures. In contrast, KCS 34 provides more net power when limiting geothermal water cooling. With the option of combined heat and power, the optimized models of the ORC prove to be excellent circuits. For reservoirs with higher temperatures than 120 °C, the series model with KCS 34 will be more advantageous.

For the solar thermal consideration, a cascaded method of heat coupling with the ORC process and flat collector together with using zeotropic mixtures is being assumed. It seems highly promising for optimizing the partial load performance and reducing the system sensitivity, compared to the classical heat coupling with the ORC-condenser and pure working fluids.

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit an der Hochschule Ost-Westfalen-Lippe (Fachgebiet Erneuerbare Energien und Dezentrale Energieversorgung) in Kooperation mit der Technischen Universität Ilmenau (Fachgebiet Thermo- und Fluidodynamik). Es handelt sich um eine Analyse und Optimierung des Organic Rankine Cycle (ORC), als eigenständiges Kraftwerk und auch als Subsystem in Kraft-Wärme-Kopplungs-Systemen und einen anschließenden Vergleich mit Kalina Cycle. ORC ist ein thermodynamischer Kreisprozess, in dem organische Medien anstelle von Wasser als Arbeitsmittel verwendet werden. Hierdurch wird der technische und ökonomische Einsatzbereich solcher Kraftprozesse erweitert.

Die Verstromung der Geothermie und Solarthermie bei geringen Temperaturen ab etwa 80 °C ist ein attraktives Einsatzgebiet des ORC. Zur Nutzung des bestmöglichen Potenzials dieser Technologie sind die Fluidwahl, die Kreisprozessführung und die Einbindungsmethode in KWK-Systeme sehr wichtig. Neben den zahlreichen organischen, reinen Stoffen eröffnet sich insbesondere die Möglichkeit der Verwendung von zeotropen organischen Fluidgemischen. Die vorliegende Arbeit beleuchtet die Frage, wie unter Berücksichtigung dieser wichtigen technischen Maßnahmen die zur Verfügung stehende Wärme am effizientesten und wirtschaftlichsten in elektrische Energie umgewandelt werden kann. Dabei werden neue Vorgehensweisen und Ergebnisse vorgestellt.

## **Erklärung**

Ich versichere, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus anderen Quellen direkt oder indirekt übernommenen Daten und Konzepte sind unter Angabe der Quelle gekennzeichnet.

Bei der Auswahl und Auswertung folgenden Materials haben mir die nachstehend aufgeführten Personen in der jeweils beschriebenen Weise entgeltlich/unentgeltlich geholfen:

### Keine

Weitere Personen waren an der inhaltlich-materiellen Erstellung der vorliegenden Arbeit nicht beteiligt. Insbesondere habe ich hierfür nicht die entgeltliche Hilfe von Vermittlungs- bzw. Beratungsdiensten (Promotionsberater oder anderer Personen) in Anspruch genommen. Niemand hat von mir unmittelbar oder mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.

Die Arbeit wurde bisher weder im In- noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form einer Prüfungsbehörde vorgelegt.

Ich bin darauf hingewiesen worden, dass die Unrichtigkeit der vorstehenden Erklärung als Täuschungsversuch bewertet wird und gemäß § 7 Abs. 10 der Promotionsordnung den Abbruch des Promotionsverfahrens zur Folge hat.

Ilmenau, Mai 2019

Muhsen Habka

## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1	Geothermische Potenziale .....	2
1.2	Solarthermische Potenziale .....	3
1.3	Ziele der Arbeit .....	4
1.4	Aufbau der Arbeit .....	5
<b>2</b>	<b>Theoretische Grundlagen – Stand des Wissens.....</b>	<b>7</b>
2.1	Organic Rankine Cycle (ORC) – Thermodynamik.....	7
2.1.1	Aufbau und Funktionsweise des Basiskonzeptes .....	7
2.1.2	$T, s$ -Diagramm.....	8
2.2	Fortgeschrittene Verfahren.....	10
2.2.1	Rekuperation .....	10
2.2.2	Regeneration.....	11
2.2.3	Überhitzung des Frischdampfes .....	11
2.2.4	Prozesse der zeotropen Gemische .....	12
2.2.5	Transkritische und superkritische Fahrweise .....	13
2.3	Nutzung der geothermischen Ressourcen .....	13
2.3.1	Option der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK).....	14
2.3.2	Stand der Technik zur ausschließlichen Stromerzeugung.....	16
2.4	Technologienumsetzung und Marktentwicklung .....	18
2.5	Weitere Forschungsmöglichkeiten.....	20
<b>3</b>	<b>Thermodynamische Grundlagen – Methodik zur Kreisprozessauslegung.....</b>	<b>22</b>
3.1	Fundamentale Bilanzgleichungen .....	22
3.2	Modelle der wesentlichen Komponenten .....	25
3.3	Arbeitsstoffe: Gruppen, Datenquelle und Wahlkriterien .....	29
3.4	Methodik zur thermodynamischen Auslegung des Kreisprozesses .....	32
3.5	Verifizierung .....	35
3.5.1	Verifizierung anhand der bisherigen Veröffentlichungen.....	35
3.5.2	Verifizierung durch "EBSILON®Professional" .....	37
<b>4</b>	<b>Analyse der geothermischen Systeme: Derzeitige Fluide und Modelle.....</b>	<b>39</b>
4.1	Systemspezifikation: Zusammenhänge und Bedingungen.....	39
4.1.1	Seriensystem (-modell) .....	40
4.1.2	Parallelsystem (-modell) .....	41
4.2	Bewertungskriterien .....	43
4.3	Ausgangspunkte und Rahmenbedingung .....	44
4.4	Effekt der Frischdampfparameter mit standardisierten Reinfluiden.....	45
4.5	Ergebnisanalyse bei verändernden Heizsystembedarfen /Teillasten (KWK).....	50
4.5.1	Wärmestrom des Wärmeverbrauchers (Heizlast) .....	50
4.5.2	Vor- und Rücklauftemperatur .....	54
4.6	Erweiterte Analyse .....	56

4.7	Anschließende Diskussion .....	58
<b>5</b>	<b>Untersuchung nichtkonventioneller zeotroper Fluidgemische .....</b>	<b>60</b>
5.1	Physikalisch-chemische Eigenschaften der potenziellen Gemische .....	60
5.2	Prozess- und nutzungsspezifische Auswertung .....	62
5.3	Zusammenhang der Quellen- und kritischen Temperatur des Fluides.....	65
5.4	Trockenheitsgrad des Dampfes .....	68
5.5	Anlagentechnische Kriterien .....	69
5.5.1	Betrachtung zum Expander (Turbine) .....	70
5.5.2	Betrachtung zu Wärmeaustauschelementen .....	71
5.6	Einsatz mit KWK .....	75
5.6.1	Überprüfung des Einsatzpotenzials .....	75
5.6.2	Ergebnisse der zeotropen Gemische mit dem Parallelmodell .....	76
<b>6</b>	<b>Untersuchung erweiterter Systemkreisläufe (-modelle) mit/ohne Verfahrens- optimierung des Kreisprozesses .....</b>	<b>79</b>
6.1	Hybridsystem mit Zwei-Vorwärmer-Prozess (ZVORC): HB1.....	79
6.2	Hybridsysteme mit Zwei-Verdampfungsaggregat-Prozess (ZVAORC): HB2 & HB3 .....	82
6.3	Hybridsystem durch Aufspaltung des Wärmeträgerstroms bei sensibler Wärmezufuhrphase: HB4.....	86
6.4	Anwendungslimitierung und -umfang .....	88
6.5	Leistungsauswertung bei Teillastverhalten (schwankende Heizsystembedarfe) .....	89
6.6	Sensitivität zur Pinch-Punkt-Differenz (Pinch-Analyse) .....	92
6.6.1	Änderung der Pinch-Punkt-Differenz im Kreisprozess .....	93
6.6.2	Änderung der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem: Effizienzanalyse .....	94
6.6.3	Änderung der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem: Wärmeübertrageraufwand .....	96
6.7	Fluidkandidat für die Hybridmodelle .....	98
6.8	Erweiterter Vergleich .....	100
<b>7</b>	<b>Wirtschaftlichkeit.....</b>	<b>102</b>
7.1	Kostenmodell nach Bejan .....	102
7.1.1	Anschaffungskosten .....	102
7.1.2	Direkte und indirekte Kosten .....	104
7.1.3	Gesamtkosten .....	104
7.2	Wirtschaftliche Randbedingungen .....	105
7.3	Wirtschaftliche Bewertungskennzahlen .....	105
7.4	Ergebnisse für ausschließliche Stromerzeugung.....	107
7.4.1	Überblick der fluidspezifischen Modulkosten .....	107
7.4.2	Cash-Flow-Vergleich .....	108
7.5	Ergebnisse für kombinierte Strom- und Wärmeerzeugung (KWK) .....	109
<b>8</b>	<b>Betrachtung zur Verstromung der Solarthermie.....</b>	<b>113</b>
8.1	Rückblick auf die vergangenen Forschungen .....	113
8.1.1	Mitberücksichtigung der Kraft-Wärme-Kopplung.....	113

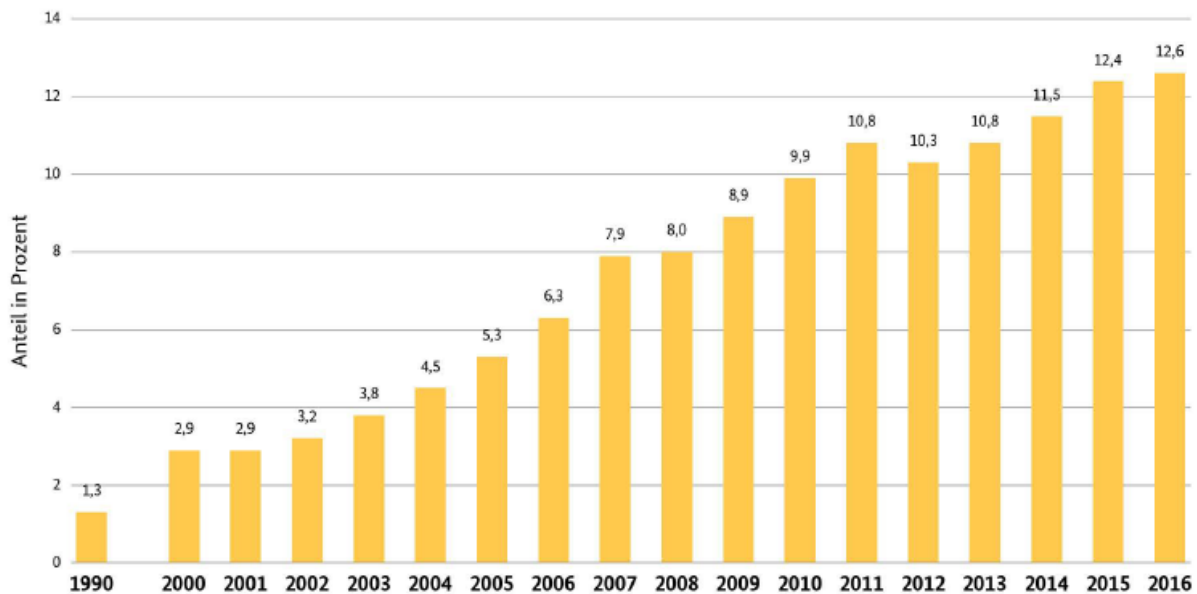
8.1.2	Beiträge zur ausschließlichen Stromerzeugung .....	115
8.1.3	Hybridisierung der Solar- und Geothermalenergie .....	117
8.2	Technologienumsetzung und Marktentwicklung .....	117
8.3	Diskussion und weitere Bestrebung .....	119
8.4	Methodenspezifika .....	120
8.5	Methodikentwicklung zur thermodynamischen Bewertung .....	121
8.6	Thermodynamische Eigenschaften des Solarmediums .....	127
8.7	Chemisch-physikalische Eigenschaften der für solarthermische Verstromung potenziellen zeotropen Gemische .....	127
8.8	Randbedingungen .....	129
8.9	Analyse verschiedener Kondensationsdrücke .....	130
8.10	Ergebnisse für die Gesamtkombination .....	132
8.10.1	Einfluss der minimalen Temperaturdifferenz (Pinch-Punkt-Differenz) .....	132
8.10.2	Ranking der zeotropen Gemische .....	133
8.11	Methodenvergleich .....	138
8.12	Wirtschaftlichkeit .....	141
<b>9</b>	<b>Kalina-Cycle: Einführung und Vergleich mit ORC .....</b>	<b>142</b>
9.1	Funktionsprinzip und Thermodynamik .....	143
9.2	Weitere Arbeitsmittelmerkmale .....	148
9.3	Effekt des Ammoniakanteils .....	149
9.4	Vergleich der Kreisprozesse (ORC und KCS 34) .....	153
9.4.1	Nicht-limitierte Auskühlung .....	154
9.4.2	Limitierte Auskühlung .....	156
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>158</b>
10.1	Zusammenfassung .....	158
10.2	Ausblick .....	161
<b>11</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>163</b>
	<b>Veröffentlichungen .....</b>	<b>iv</b>
	<b>Nomenklatur .....</b>	<b>v</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>xii</b>
	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>xvii</b>
	<b>Anhang A .....</b>	<b>xviii</b>
	<b>Anhang B .....</b>	<b>xxiii</b>
	<b>Anhang C .....</b>	<b>xxx</b>
	<b>Anhang D .....</b>	<b>xxxvi</b>
	<b>Anhang E .....</b>	<b>xxxvii</b>





## 1 Einleitung

Der globale Energiebedarf nimmt in absehbarer Zukunft weiter zu. Nach der Prognose der Internationalen Energie Agentur (iea) soll der zu erwartende Anstieg um mehr als ein Drittel (ca. 35 %) bis 2035 betragen [1]. Gleichzeitig ist jedoch mit Engpässen in der Versorgung von fossilen Energieträgern und einer einhergehender Preissteigerung zu rechnen. Außerdem ist die umweltfreundliche Energiegewinnung und -erzeugung ein Kernthema der aktuellen weltweiten Politik. Um diesen Herausforderungen begegnen zu können, sind eine Umstrukturierung sowie Effizienzerhöhung in der Energienutzung und -erzeugung erforderlich. Der Ausbau der Energieversorgung durch alternative Energieformen, wie zum Beispiel die Solar-, Geothermal-, Wind-, Wasser- und Biomassenenergie, spielt dabei eine sehr wichtige Rolle. Besonders die Entwicklung in Deutschland kann dabei international als beispielhaft angesehen werden, wobei diese anhand der AGEE-Statistik in der Abb. 1.1 verdeutlicht werden kann [2, 3].



**Abb. 1.1:** Entwicklung des Anteils erneuerbarer Energien am Primärenergieverbrauch in Deutschland.  
Quelle: Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik (AGEE-Stat.), Stand Februar 2017 [3].

Die Geothermal- und Solarressourcen können durch ihr hohes technisches Potenzial eine bedeutende Rolle einnehmen. Insbesondere gilt dies für den Einsatz grundlastfähiger geothermischer Energieerzeugung. Dagegen ermöglicht die Sonnenenergie keine konstante Versorgung, diese ist jedoch überall verfügbar und durch geeignete Technologien in thermische Energieform leicht umwandelbar. Nach der Statistik von AGEE haben diese beiden Energiequellen, am Wärmeverbrauch aus erneuerbaren Ressourcen in Deutschland im Jahr 2016, einen erheblichen Beitrag von insgesamt 11,9 % geleistet. Der Anteil der Tiefengeothermie am Stromverbrauch lag hingegen bei ca. 0,1 % (ohne Berücksichtigung von Solarthermie) [3].

### 1.1 Geothermische Potenziale

Unter der geothermischen Energie versteht man die im Erdmantel gespeicherte thermische Energie, welche durch den radioaktiven Zerfall der Elemente im Erdinneren und durch hohe Drücke entsteht [4]. Deren Vorrat könnte theoretisch den derzeitigen weltweiten Energiebedarf für über 100.000 Jahre decken [5]. Allerdings ist nur ein kleiner Teil dieser Energie technisch nutzbar und somit ist das Potenzial unter technischen und ökonomischen Prämissen weltweit nur auf bis zu 1167 TWh/a zu schätzen [6].

Bei der geothermischen Energiegewinnung sind die folgenden Potenziale zu unterscheiden: oberflächennahe (bis 400 m Tiefe) und Tiefengeothermie (Tiefe von größer als 400 m). Die oberflächennahe Geothermie wird meist über Wärmepumpen zur Wärmeversorgung oder Kühlung von Gebäuden und in sogenannten balneologischen Thermalbädern genutzt. Zur Tiefengeothermie gehören insbesondere die hydrothermalen und petrothermalen Systeme. Hier dient Wasser als Wärmeträger, wobei dieses entweder bereits in der Formation vorhanden ist (hydrothermale Systeme) oder von Erdoberfläche in die Tiefe gepumpt wird (petrothermale bzw. Hot-Dry-Rock-Systeme). Die letztgenannten Geothermalreservoirs werden im Wesentlichen durch Temperatur, Massenstrom und chemische Zusammensetzung des Thermalwassers charakterisiert. Diese lassen sich des Weiteren unter hoher und niedriger Kalorie weiter klassifizieren. In Bezug auf die chemische Zusammensetzung befindet sich in einigen Geothermalreservoirs, neben dem Wasser, ein Anteil an gelösten Salzen und gelösten oder freien Gasen sowie weiteren Begleitstoffen. In diesem Fall spricht man von Thermalfluiden, und nicht nur von Thermalwassern. Hingegen liegt der Salzgehalt des Wassers in anderen Reservoirs nahe dem von Trinkwasser. Damit sind die Abweichungen der physikalischen Stoffeigenschaften zu denen mit reinem Wasser so gering, dass die Anlagen mit den Werten von reinem Wasser ausgelegt werden können. In diesem Fall spricht man von Thermalwasser bzw. Geothermalwasser [4, 7, 8, 9].

Die Nutzung von Geothermalwasser erstreckt sich über die Möglichkeit der ausschließlichen Stromerzeugung durch Kraftwerke, der reinen Wärmeversorgung durch Heizwerke oder der kombinierten Erzeugung von Strom- und Wärme durch Heizkraftwerke bzw. Kraft-Wärme-Kopplung-Systeme (KWK). Bei den Letzteren wird, je nach Hauptnutzung, entweder von wärme- oder von stromgeführtem Betrieb gesprochen. Die Wärme wird dabei in die Fern- oder Nahwärmenetze eingespeist, während der produzierte Strom in das Stromnetz eingespeist wird. Im Hinblick auf die potenziellen Kraftwerkstechnologien wird, nach Temperatur und Verfügbarkeit der Geothermalquelle unterschieden. Ist ein trockener Dampf mit hohem Druck und hoher Temperatur vorhanden, kann dieser direkt zum Antrieb einer Dampfturbine genutzt werden (offenes System). Bei nassen Vorkommen sind meist Zweiphasendämpfe (Gemisch von Wasser und Dampf) mit einer Mitteltemperatur zu verwenden. Hierzu wird überwiegend das offene Flashprinzip verwendet. Zur Wandlung der Niedertemperaturwärme des reinflüssigen Geothermalwassers in mechanische und damit elektrische Energie stehen Kraftwerke mit Sekundärkreislauf (Binärsystem) in Fokus. Vor allem kommen Techniken auf Basis des Rankine-Kreisprozesses wie "Organic Rankine Cycle" (ORC) sowie "Kalina Cycle Systeme (KCS)" in Frage. Der ORC findet deutlich häufiger Anwendung, da er im Vergleich zum Kalina Cycle auf einfachere und reifere Anlagentechniken zurückgreift. Bei ORC werden, anstelle von Wasser, organische Medien

verwendet, welche aufgrund ihrer thermodynamischen und chemischen Charakteristiken (Betriebstemperaturen und -drücke) deutlich attraktiver sind. Dadurch sind sie für die effektivere Ausnutzung solcher thermodynamischen Potenziale geeignet, bei denen die Temperaturgefälle zwischen der Wärmequelle und -senke für wasserbasierende Systeme zu niedrig sind. Somit ermöglicht ORC, neben der Verstromung geothermischer Energie, auch die Verstromung solarthermischer Quellen, industrieller Abwärme sowie der Abwärme von Motoren und Biomassefeuerungswärme [4, 7, 10].

In Deutschland gibt es ein beachtliches geothermisches Potenzial, welches den Energiegehalt aller konventionellen Energieträger um ein Vielfaches übersteigt [11]. Dies beziffert sich auf ca. 66 TWh/a [6]. Der weitaus größte Anteil (95 %) davon befindet sich in den petrothermalen Ressourcen des kristallinen Gesteins in Tiefen bis zu etwa 5.000 m. Die anderen Reservoirtypen wie Heißwasseraquifere und Störungszonen bzw. hydrothermale Reservoirs bilden den restlichen Anteil von ca. 5 %. Unter den aktuellen technisch-ökonomischen Bedingungen können die petrothermalen Ressourcen jedoch nur begrenzt genutzt werden. Deshalb beschränkt sich die geothermische Energiegewinnung derzeit in Deutschland vorwiegend auf hydrothermale Systeme bis 3.500 m Tiefe. Es handelt sich bei diesen um die Nutzung von niedertemperiertem Geothermalwasser, deren maximale Temperaturen unterhalb von 200 °C liegen [12]. In Bezug auf die Kraftwerkstechnologien muss somit auf Binärverfahren, vor allem ORC, zurückgegriffen werden. Aufgrund der erhöhten Tiefe der Geothermie in Deutschland ist ihre Nutzung mit unvermeidbar hohen Explorationskosten (bis ca. 68 % der Gesamtkosten des geothermischen Projekts [6]) verbunden, welches wiederum zu hohen Stromgestehungskosten (17,6 – 29,7 ct/kWh) führt. Nach dem WFG-Erfahrungsbericht sind derzeit jedoch Stromgestehungskosten von ca. 12 - 15 ct/kWh möglich [13]. Die technische Optimierung der Verfahren, besonders in der Kraftwerkstechnik, kann eine elementare Maßnahme für Verbesserung der Wirtschaftlichkeit der geothermischen Projekte sein.

### 1.2 Solarthermische Potenziale

Die Solarenergie verfügt über ein riesiges technisches Potenzial, größer als das aller anderen erneuerbaren Energien zusammen. Dieses Potenzial liegt auf der Erdoberfläche in Form von Strahlung, deren durchschnittliche spezifische Flussdichte weltweit bei ca. 165 W/m<sup>2</sup> liegt. Im Vergleich der Energiebedarfsflussdichte der Menschheit (ca. 0,03 W/m<sup>2</sup>) ist somit das verfügbare Potenzial auf der Erdoberfläche mehr als fünftausend Mal größer [14].

Zurzeit sind zwei Arten der Solarenergie als technische Anwendung bekannt: die Photovoltaik und die Solarthermie. Mit Solarzellen (Photovoltaik) kann die Solarstrahlung direkt in elektrischen Strom umgewandelt werden. Bei der Solarthermie handelt es sich dagegen um Wandlung der einfallenden Sonnenstrahlung in thermische Energie durch das Prinzip der Absorption. Das kann mittels thermischer Kollektoren geschehen, die die Sonnenstrahlung direkt absorbieren können. Grundsätzlich lassen sich die thermischen Solarkollektoren in zwei Kategorien unterteilen: konzentrierende und nichtkonzentrierende Kollektoren. Damit wird von hoch- und niedertemperierter Solarthermie gesprochen. Unter den konzentrierenden

Kollektoren versteht man Linien- und Punkt-fokussierende Systeme (CSP-Technologien), welche z.B. Parabolrinnen, Fresnel-Kollektoren, Solarturm- und Paraboloid-Technik umfassen. Bei dieser Technologie ist die einfallende Sonnenstrahlung zu bündeln, wodurch eine erhöhte Strahlungsintensität auf dem Absorber und damit eine höhere Temperatur im Wärmeträgerfluid erreicht werden kann. Die anfallenden hochtemperierten Wärmeströme werden für den Antrieb konventioneller Dampf- und Gasturbinen oder einer Stirling-Maschine zur großtechnischen Stromerzeugung, besonders in sonnenreichen Ländern, verwendet. Dagegen lässt sich das Wärmeträgermedium bei nichtkonzentrierenden Kollektoren, wie die Flach- und Vakuumröhrenkollektoren, durch Absorption der Solarstrahlung erhitzen. Dadurch ergeben sich nur vergleichsweise niedrige Temperaturniveaus, die meistens zur Trinkwassererwärmung, Klimatisierung und Heizungsunterstützung genutzt werden [15, 16, 17].

In Deutschland liegt das Solarpotenzial bzw. die Sonneneinstrahlung zwischen 900-1200 kWh/a·m<sup>2</sup>, das entspricht ca. 100-135 W/m<sup>2</sup> (über ein gesamtes Jahr gemittelt und bezogen auf 24 Stunden). Bis heute wird die Solarwärme in Deutschland ausschließlich zur Erwärmung von Wasser und vereinzelt zum Antrieb von Absorptionskältemaschinen genutzt. Die Flachkollektoren sind dabei auf Grund ihrer günstigen Preise marktführend und machen somit etwa 88 % von der gesamt installierten Kollektorfläche in Deutschland aus [18]. Analog zur Nutzwassererwärmung ist die Verwendung der niedertemperierten Solarthermie zur Stromerzeugung auch hier möglich. Dafür ist besonders der ORC-Prozess geeignet. Außerdem besteht ebenfalls die Möglichkeit gleichzeitiger Bereitstellung von Nutzwärme und Kraft über sog. Mini-Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen, welche für den Einsatz in Einfamilienhäusern, Wohngebäuden, kleineren Gewerbebetrieben und Hotels sich eignen können. Solche Technologien wurden allerdings noch nicht praktisch umgesetzt, sondern befinden sich derzeit nur in der Forschungsphase. Deswegen sind noch weitere Untersuchungen an solchen solaren Anlagen erforderlich.

### 1.3 Ziele der Arbeit

Die vorliegende Arbeit konzentriert sich auf die Weiterentwicklung der ORC-Technologie unter Berücksichtigung der in der Literatur unzureichend oder noch nicht behandelten Aspekte. Speziell wird dies für Ausnutzung von sehr niedertemperierten geothermischen Ressourcen durchgeführt, weil sich dabei große technische Herausforderungen, wie z.B. die niedrige Effizienz und eingeschränkte Optimierungspotenziale des Kreisprozesses, stellen. Im Rahmen der KWK wurde insbesondere eine technische Effizienzbegrenzung zusammen mit einer Quellenverschwendung im Niedertemperaturspektrum von Khennich et al. [19] und Heberle et al. [20] signalisiert. Unter der gewählten Rahmenbedingung ist daher das Ziel dieser Arbeit, folgende Fragen zu beantworten:

- Wie genau wirken die veränderten thermischen Bedarfe des Heizsystems (Teillasten) auf die Funktionsweise des Kreisprozesses und die Quellennutzung bei Verwendung der standardisierten Fluide sowie Wärmekopplungsmodelle? Was könnte der Grund der Unfähigkeit dabei sein?

- Welche organischen zeotropen Medien können in einer subkritischen Fahrweise eingesetzt werden, um eine ausreichend überzeugende Lösung der Effizienzdefizite anzubieten?
- Welche Kreisprozessverfahren und KWK-Modelle können noch gestaltet werden, damit Leistungs- und Quellenverschwendung reduziert wird?
- Können erhöhte Leistungen optimierter Systeme die dadurch bedingten gestiegenen Investitionskosten innerhalb der Laufzeit der Anlagen kompensieren?

Im Rahmen dieser Arbeit wird im separaten kleineren Teil auch angestrebt, die Technologie unter der solarthermischen Spezifikation mit einem Flachkollektorfeld weiter zu optimieren. Dafür werden neue zeotrope Fluide sowie Wärmekopplungsmethode mit dem Kreisprozess für einen vordefinierten Kompromiss zwischen dem erzeugten Strom und Wärmebedarf beurteilt.

Schließlich wird zum Ziel gesetzt, das Kalina Cycle System kurz zu analysieren sowie mit dem ORC für die geothermischen Rahmenbedingungen zu gewichten.

Dazu bedarf es der Modellierung aller Komponenten und Berechnungsmethoden sowie der thermodynamischen, technischen und wirtschaftlichen Kriterien zur Beurteilung der Ergebnisse und letztendlich Gewichtungen aller Maßnahmen.

### 1.4 Aufbau der Arbeit

Anhand der hierzu gewählten Vorgehensweise lässt sich die Arbeit in elf Kapiteln gliedern:

1. Kapitel 1 beinhaltet eine Einführung in die Thematik sowie einen kurzen Überblick über die Geothermal- und Solarenergie.
2. Im Kapitel 2 werden die theoretischen Grundlagen erläutert sowie wird Aufschluss über den Stand dieser Techniken zur Nutzung der geothermischen Energien gegeben. Es folgt eine weitere Diskussion und Darstellung des Forschungsbedarfes.
3. Alle benötigten Grundgleichungen für die thermodynamische Berechnung werden im Kapitel 3 aufgestellt und die wesentlichen Baugruppen dann thermodynamisch moduliert. Ausgehend davon wird eine Methodik (Grundrechenmodell) zur Simulation des Kreisprozesses erstellt. Anschließend wird diese anhand der in der Literatur aufgeführten Ergebnisse sowie bekannter Simulationssoftware verifiziert.
4. Die geothermischen Rahmenbedingungen sowie Bewertungskennzahlen werden im Kapitel 4 definiert. Es erfolgt eine detaillierte Analyse der Technik unter den aktuellen bekannten Fluiden und Wärmekopplungsmodellen.
5. Im Rahmen der Optimierung werden im Kapitel 5 weitere zeotrope Fluidgruppen thermodynamisch und anlagentechnisch untersucht.

6. Aufbauend auf den Analyseergebnissen werden im Kapitel 6, als weitere Optimierungsmöglichkeit, innovative Kreisprozessverfahren und KWK-Modelle entworfen und ausgewertet. Die Ergebnisse werden schließlich untereinander verglichen.
7. Im Mittelpunkt des Kapitels 7 steht eine ökonomische Bewertung, wofür ein besonderer Ansatz in der (Heiz-) Kraftwerktechnik verwendet wird.
8. Eine solarthermische Betrachtung der Technologie wird im Kapitel 8 durchgeführt. Dabei werden auch neue Wärmekopplungsmethode und zeotrope Fluide debattiert, wofür geeignete Untersuchungssystematik und Bewertungsmethodik entwickelt werden. Es folgt ein Methodenvergleich der Wärmekopplung mit dem Kreisprozess.
9. Das Kapitel 9 befasst sich intensiv mit dem Aufbau, Baugruppen und Thermodynamik des Kalina Cycle Systems und ermöglicht einen Vergleich mit ORC.
10. Kapitel 10 fasst die erzielten Ergebnisse zusammen und gibt einen Ausblick über weitere Forschungsbedarfe.
11. Das Literaturverzeichnis befindet sich im Kapitel 11.

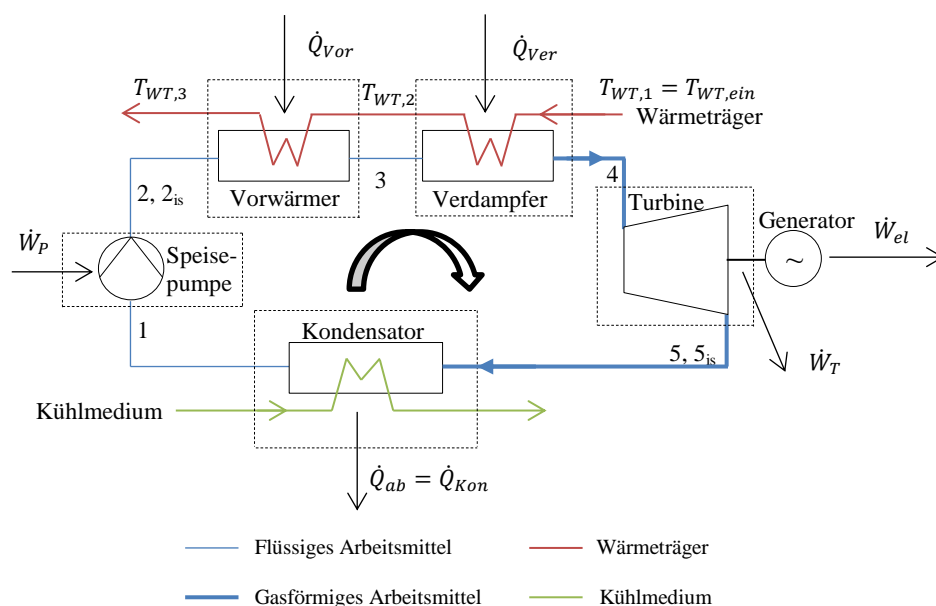
## 2 Theoretische Grundlagen – Stand des Wissens

Hier findet sich eine Übersicht und Beschreibung des Organic-Rankine-Cycle-Prozesses mit dessen Einsatz in geothermischen Bereichen. Die anzutreffenden Ressourcen zur Stromerzeugung können voraussichtlich in Kraftwerken mit Sekundärkreislauf genutzt werden. Insbesondere werden diese Systeme bei der Einbindung in Anlagen zur kombinierten Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme näher beleuchtet. Es zeigt sich anschließend, welche weiteren Forschungen noch unternommen werden können.

### 2.1 Organic Rankine Cycle (ORC) - Thermodynamik

#### 2.1.1 Aufbau und Funktionsweise des Basiskonzeptes

Bei dem Basiskonzept (auch einfaches Konzept) handelt es sich um einen subkritischen und geschlossenen „Reinarbeitsmittelkreisprozess“ zur Wandlung der Wärme in mechanische Energie. Abb. 2.1 zeigt schematisch den Basisaufbau zusammen mit deren wesentlichen Komponenten.



**Abb. 2.1:** Vereinfachtes Schaltschema des Basis-ORC.

Anhand der Abb. 2.1 lässt sich der Kreisprozess wie folgt beschreiben. Das flüssige Arbeitsmittel wird mit Hilfe der Speisepumpe durch Zufuhr technischer Leistung auf Verdampferdruckniveau gebracht. Anschließend wird das Arbeitsmittel in den Vorwärmer gefördert, um es dort bis zum Siedepunkt unter Wärmezufuhr aus der Wärmequelle vorzuwärmen, bevor es in den Verdampfer gelangt. Im Verdampfer wird, unter fortlaufendem Entzug von Wärmequellenenergie, das Arbeitsmittel vollständig in die gasförmige Phase (Dampf) überführt. Anschließend wird der entstehende Dampf in der Turbine bis zum Kondensatordruck expandiert und in mechanische Energie gewandelt, wodurch ein Generator angetrieben werden kann. Im letzten Schritt wird der aus der Turbine austretende Dampf im



Kondensator durch die Wärmeabgabe an das Kühlmedium (Wärmesenke) vollkommen verflüssigt. Der Wärmestrom des Kondensators kann je nach Auslegung für ein Heizsystem genutzt oder an die Umgebung über ein Kühlsystem abgeführt werden.

Als thermodynamische Zustandsänderungen können die Teilprozesse idealerweise so beschrieben werden.

$1 \rightarrow 2_{is}$  Isentrope Erhöhung des Prozessdrucks in der Speisepumpe

$2_{is} \rightarrow 3$  Isobare Erwärmung der Flüssigkeit im Vorwärmer/Auskühlung des Wärmeträgers

$3 \rightarrow 4$  Isobare und isotherme Verdampfung im Verdampfer/Auskühlung des Wärmeträgers

$4 \rightarrow 5_{is}$  Isentrope Expansion des Dampfes in der Turbine/Stromerzeugung im Generator

$5_{is} \rightarrow 1$  Isobare und isotherme Verflüssigung im Kondensator/Wärmeabgabe an Kühlmedium

### 2.1.2 $T, s$ -Diagramm

Das  $T, s$ -Diagramm ist die Darstellung aller thermodynamischen Zustandsänderungen des Kreislaufes. Abb. 2.2 illustriert den idealen Kreisprozess mit den eingezeichneten Zustands-  
punkten auf dem  $T, s$ -Diagramm des Arbeitsmittels, in diesem Fall R134a. In der Praxis folgt der Kompression- und Expansionsprozess einem irreversiblen Verlauf (nichtadiabatisch) und damit verschieben sich die entsprechenden Linien zu neuen Lagen (Punkte 2 und 5), wobei die Abb. 2.1 und 2.2 den realen Prozess ( $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5$ ) wiedergeben.

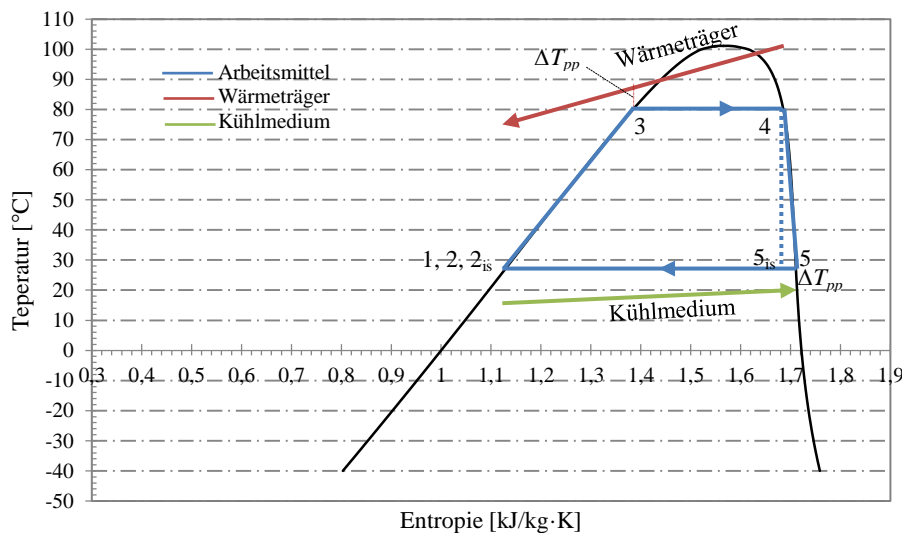


Abb. 2.2:  $T, s$ -Diagramm des Kreisprozesses mit R134a.

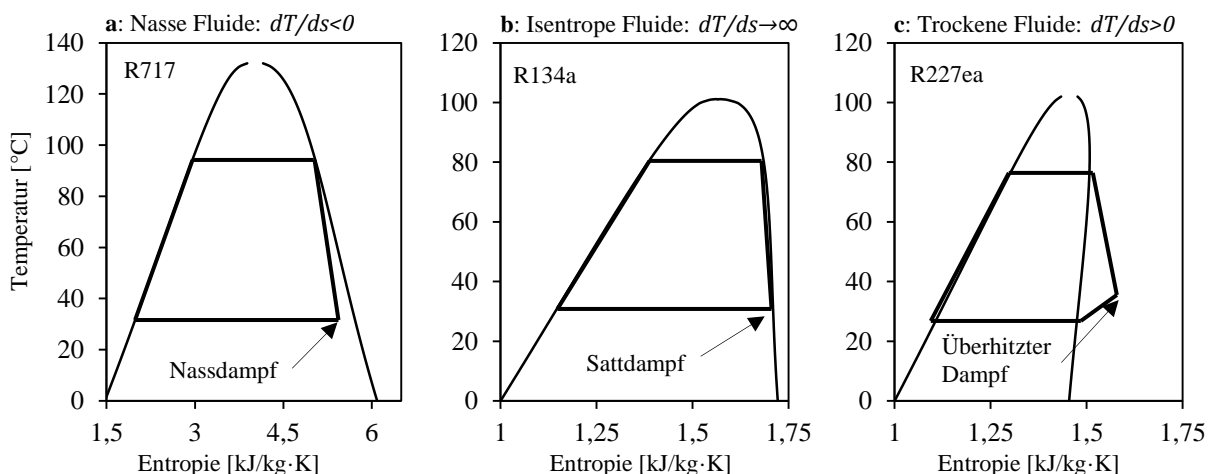
Weiterhin wird dieses Diagramm vorrangig verwendet, um die Unterscheidung der Arbeitsmittel zu verdeutlichen. Diese lassen sich je nach der Steigung ihrer Taulinie in drei Gruppen einteilen. So bezeichnet man die Fluide, die über eine negative Steigung der Taulinie im  $T, s$ -Diagramm ( $dT/ds < 0$ ) verfügen, als nasse Fluide. Hingegen weisen die trockenen

(retrograd) Fluide eine positive Steigung der Taulinie ( $dT/ds > 0$ ) auf, während sich die isentropen Fluide durch unendliche Steigung ( $dT/ds \rightarrow \infty$ ) auszeichnen. In diesem Zusammenhang ist die Vorhersage von Steigung der Taulinie bzw. Bestimmung des Fluidtyps sogar ohne Verwendung detaillierter Zustandsgleichungen und  $T, s$ -Diagramm möglich. Liu et al. [21] leiteten mit Hilfe der Watson-Relation einen vereinfachten Ausdruck zu diesem Zweck ab, mit

$$\zeta = \left( \frac{dS}{dT_{Ver}} \right) = \frac{C_p}{T_{Ver}} - \frac{\frac{n \cdot T_{Ver,r}}{1 - T_{Ver,r}} + 1}{T_{Ver}^2} \cdot \Delta h_{lat}. \quad (2.1)$$

In der letzten Beziehung gilt:  $\zeta \sim 0$  (isentropes Fluid);  $\zeta > 0$  (trockenes Fluid);  $\zeta < 0$  (nasses Fluid). Dabei ist  $T_{Ver}$  die Verdampfungstemperatur,  $T_{Ver,r}$  die reduzierte Verdampfungstemperatur (bezogen auf die kritische Temperatur des Fluides),  $C_p$  die spezifische Wärmekapazität unter konstantem Druck und  $\Delta h_{lat}$  die latente Verdampfungswärme. Für den Exponent  $n$  wird entweder 0,375 oder 0,38 vorgeschlagen.

Die auf die Steigung der Taulinie bezogenen Unterschiede lassen sich durch die Entspannung in der Turbine erkennen. Somit tritt der Dampf der trockenen Fluide aus der Turbine überhitzt aus, während die Dampfentspannung der nassen Medien meist im Nassdampfgebiet ( $0 \leq x \leq 1$ ) endet. Bei isentropen Fluiden verläuft die Entspannung entlang der Taulinie bis zum Kondensationsdruck ( $x = 1$ ) (Abb. 2.3: a, b und c). Liegt der Dampfgehalt bei nassen Fluiden unter 0,9, ist eine Überhitzung des Arbeitsmediums am Turbineneintritt erforderlich. Andererseits könnten unterhalb dieses Trockenheitsanteils die Turbinenschaufeln als Folge des Tropfenschlages erodieren. Dagegen wird in der Regel die Überhitzung für die trockenen und isentropen Fluide zu diesem Zweck nicht benötigt [6].



**Abb. 2.3:**  $T, s$ -Diagramm des Kreisprozesses mit dem nassen R717 (a), isentropen R134a (b) und trockenen R227ea (c) als Beispiele.

Im  $T, s$ -Diagramm ist zudem die Auskühlung des Wärmeträgers zu entnehmen. Ist die minimale Temperaturdifferenz (Pinch-Punkt-Differenz bzw. Grädigkeit des Wärmetauschers  $\Delta T_{pp}$ ) im Verdampfer vordefiniert, kann die Auskühlung des Wärmeträgers im Verdampfer

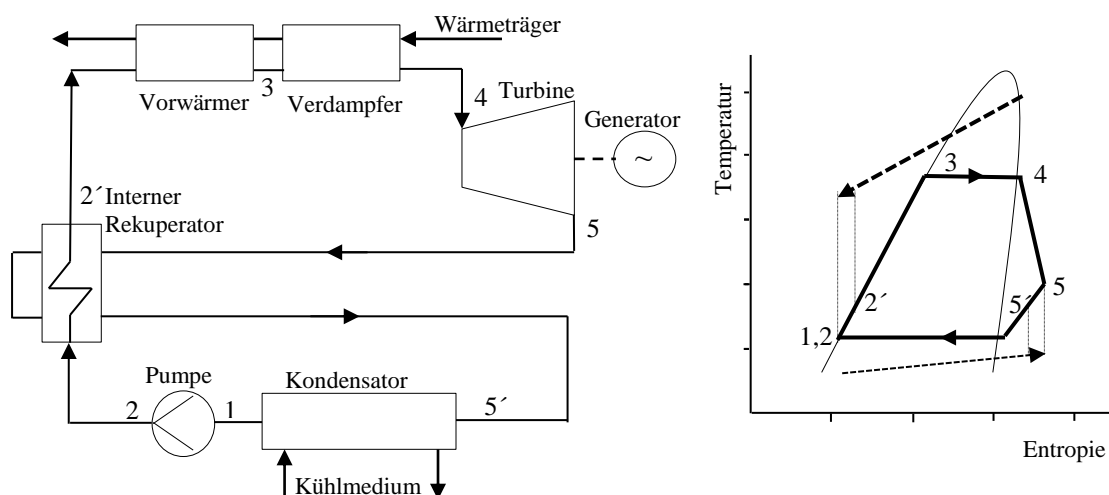
ermittelt werden, und umgekehrt. Ähnlich ergibt sich die Erwärmung des Kühlmediums bei Auswahl der Pinch-Punkt-Differenz im Kondensator (s. Abb. 2.2). Hier ist auch zu erkennen, dass die Pinch-Punkt-Differenz bei der Wärmezufuhr meist auf der Siedelinie zwischen dem Verdampfer und Vorwärmer (Punkt 3) liegt, welches für alle Fluidtypen gilt. Bei der Wärmeabfuhr liegt diese meist auf der Taulinie für isentrope und retrograde Medien, am Kondensatoreintritt (im Nassdampfgebiet) für Nassmedien.

## 2.2 Fortgeschrittene Verfahren

Bei den fortgeschrittenen Prozessverfahren des ORC handelt es sich um unterschiedliche Maßnahmen mit/ohne zusätzlichen Baugruppen zur Effizienzsteigerung des Basiskonzeptes, und zwar hinsichtlich entweder des thermischen Wirkungsgrades oder der erzeugten Leistung.

### 2.2.1 Rekuperation

Die Konfiguration und das  $T, s$ -Diagramm mit einem Rekuperator sind in der Abb. 2.4 veranschaulicht.

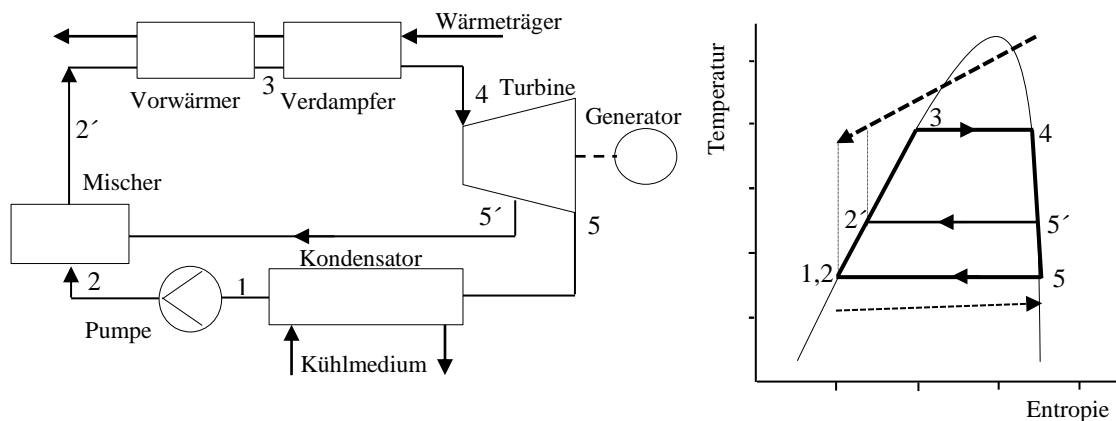


**Abb. 2.4:** Prozessverfahren mit einem internen Rekuperator (links) und das entsprechende  $T, s$ -Diagramm (rechts).

Dabei wird ein interner Wärmetauscher (Rekuperator) integriert, so dass ein Teil der Wärme des aus der Turbine austretenden Heißdampfes zur Vorwärmung des flüssigen Arbeitsmittels am Pumpenausstritt genutzt wird. Dadurch wird der abgeführte Wärmestrom im Kondensator ( $5' \rightarrow 1$  statt  $5 \rightarrow 1$ ) sowie der aus Wärmequelle in den Vorwärmer zugeführte Wärmestrom ( $2' \rightarrow 3$  statt  $2 \rightarrow 3$ ) bei gleicher Leistungserzeugung verringert. Diese Auslegung führt somit zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades und zur Verringerung der Wärmenutzung an der Primärquelle. Dies ist dadurch bedingt, dass der Dampf am Turbinenausstritt höhere Temperaturen als die vom Kondensationsprozess aufweist. Somit finden nur die retrograden (trockenen) Arbeitsmedien aufgrund ihrer besonderen Eigenschaften dabei Verwendung. Dagegen ist hier die Verwendung nasser und isentroper Fluide nicht von Bedeutung [22, 23].

### 2.2.2 Regeneration

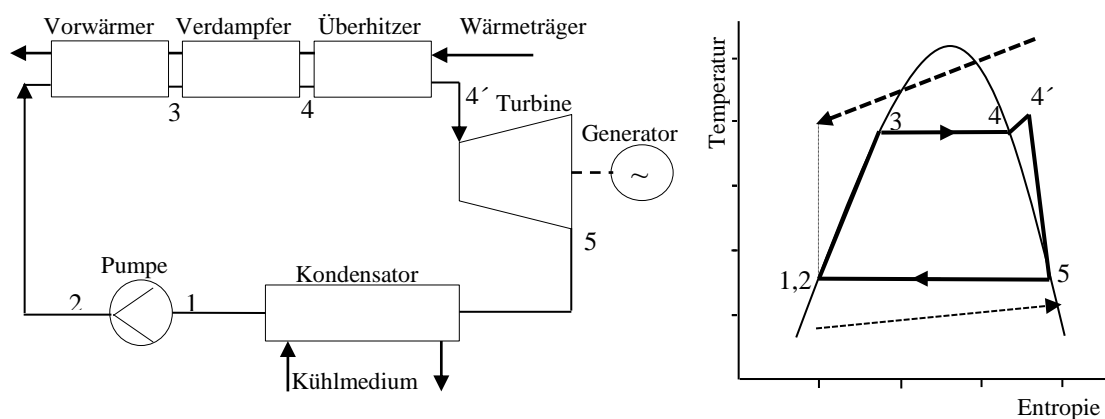
Bei diesem Verfahren wird das flüssige Arbeitsmittel mit heißem Dampf, welcher aus der Turbine bei bestimmtem Druck ( $5'$ ) entnommen wird, vermischt, um seine Temperatur am Vorwärmereintritt ( $2 \rightarrow 2'$ ) zu erhöhen (Abb. 2.5). Hierfür ist ein offener Rekuperator bzw. Mischer als Zusatzelement erforderlich. Unabhängig vom verwendeten Fluidtyp soll dieses Verfahren den thermischen Wirkungsgrad durch Reduzierung des Wärmeentzugs aus dem Wärmeträger verbessern. Hingegen soll sich die erzeugte Leistung aufgrund der Abnahme des in der Turbine entspannten Dampfstroms verringern. In diesem Zusammenhang kann die Regeneration durch die Abzapfung größer Mengen des Dampfes kontraproduktiv für die erzeugte Leistung sowie auch für den thermischen Wirkungsgrad sein [24, 25, 26].



**Abb. 2.5:** Prozessverfahren mit einem offenen Regenerator (Mischer) (links) und das entsprechende  $T, s$ -Diagramm (rechts).

### 2.2.3 Überhitzung des Frischdampfes

Analog zum Wasser als Arbeitsmittel wird bei nassen organischen Medien die Überhitzung des Dampfes angewendet, wozu ein „Überhitzer“ zur Aufheizung des Sattedampfes am Turbineneintritt ( $4 \rightarrow 4'$ ) dem Verdampfer nachgeschaltet wird. Die Abb. 2.6 verdeutlicht diese Maßnahme zusammen mit ihrem thermodynamischen Effekt.

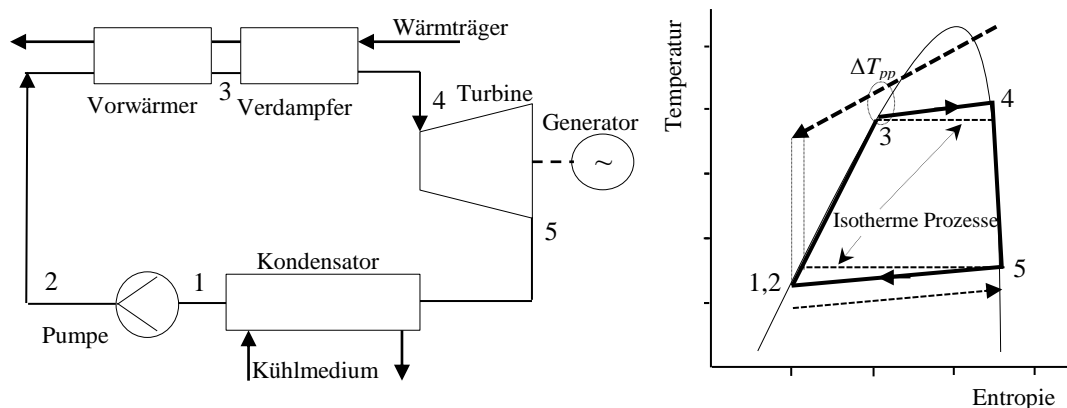


**Abb. 2.6:** Prozessverfahren mit Überhitzung des Frischdampfes (links) und das entsprechende  $T, s$ -Diagramm (rechts).

Bei hohen Quelltemperaturen wird dadurch der thermische Wirkungsgrad verbessert. Im Fall des niedrigen Temperaturbereiches wird der Überhitzer vorwiegend zur Vermeidung der extremen Dampfnaße am Ende der Entspannung verwendet. Hingegen reduziert sich dadurch der thermische Wirkungsgrad der trockenen Fluide, die thermischen Wirkungsgrade der isentropen Fluide bleiben jedoch unverändert. Aus diesen Gründen kann die Überhitzung bei den organischen Medien nicht bevorzugt sein [27, 28].

## 2.2.4 Prozesse der zeotropen Gemische

Die zeotropen Mischungen bzw. Mehrkomponentenfluide sind durch andersartige physikalische und chemische Eigenschaften charakterisiert. Bei diesen erfolgen die Verdampfung und die Kondensation nicht isotherm, sondern mit einem Temperaturunterschied (Temperaturgleit) zwischen der flüssigen und gasförmigen Phase. Dies führt wiederum zur verbesserten Anpassung der Temperaturprofile des Prozesses an die Wärmequelle und -senke, wodurch effektive Wärmeübergänge realisiert werden und damit die internen Exergieverluste verringert werden können. Des Weiteren führt die nichtisotherme Kondensation zu einer Extrakühlung des Wärmeträgers im Vorwärmer, welche in manchen Fällen von Vorteil sein kann. Diese Effekte können mit Hilfe der Abb. 2.7 grafisch demonstriert werden, wobei die Abweichung von den isothermen Phasenübergängen zum Vergleich aufgezeigt ist.



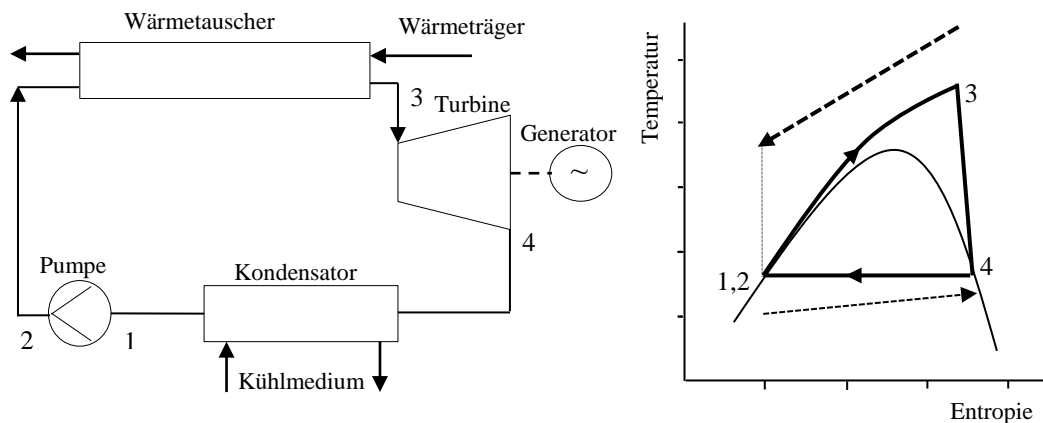
**Abb. 2.7:** Prozessverfahren mit den zeotropen Gemischen (links) und das entsprechende  $T, s$ -Diagramm (rechts).

Die Fehlanpassung der Temperaturen wird im Wesentlichen durch die Pinch-Punkt-Eingrenzung verursacht, welche die obere Prozesstemperatur und Wärmeträgerauskühlung begrenzt. Dies reduziert wiederum die Wirksamkeit der Wärmetauscher und zerstört die potenzielle Arbeit oder die Exergie eines Wärmeträgers. Die durch die Fehlanpassung der Temperaturen entstehenden internen Exergieverluste (Vernichtung) können als die von den Temperaturprofilen eingeschlossenen Flächen im  $T, s$ -Diagramm qualitativ angegeben werden. Im Basiskonzept mit Reinarbeitsmitteln macht die Exergievernichtung bei der Wärmezufuhr einen wichtigen Anteil der gesamten internen Exergieverluste aus. Prozesse der zeotropen Fluidgemische können somit als Optimierungsansatz zur Entschärfung des Pinch-Punktes und damit zur besseren Leistungsabgabe und Quellennutzung mit Beibehalten der gleichen einfachen Form des Basiskonzeptes und Baugruppen des Kreisprozesses betrachtet werden. Des Weiteren können diese Gemische auch Arbeitsmedien ersetzen, welche aus

Umwelt- und Klimaschutzgründen verboten wurden. Aus diesem Grund finden die zeotropen Fluide seit längerem zunehmenden Einsatz auf dem Gebiet der Kältetechnik [6, 29].

### 2.2.5 Transkritische und superkritische Fahrweise

Die transkritische Fahrweise ist eine weitere bekannte Maßnahme, welche über eine gute Anpassung der Temperaturprofile der Wärmequelle und oberen Prozesstemperatur und damit auch über verringerte Exergieverluste aufgrund des Wegfalls des Phasenübergangs bei der Wärmezufuhr verfügt. In diesem Fall wird die Wärme bei einem Druckniveau oberhalb des kritischen Drucks zugeführt, während die Wärmeabfuhr im subkritischen Bereich stattfindet (Abb. 2.8).



**Abb. 2.8:** Prozessverfahren mit der transkritischen Fahrweise (links) und das entsprechende  $T, s$ -Diagramm (rechts).

Falls die Wärmeabfuhr auch im überkritischen Bereich auftritt, spricht man von superkritischer Fahrweise. Die transkritische Führung für Medien mit niedrigen kritischen Temperaturen kann eine Leistungssteigerung im Vergleich zu der subkritischen anderer Medien mit hohen kritischen Temperaturen bei gleicher Quellentemperatur bieten. Allerdings ist deren Einsatz eingeschränkt. Zum einen soll die obere Prozesstemperatur ein bestimmtes Niveau erreichen, so dass die Entspannung nicht mit hoher Feuchtigkeit des Dampfes endet. Aus diesem Grund liegt die Quelltemperatur weit oberhalb der kritischen Temperatur des verwendeten Fluides. Zum anderen ist eine sehr genaue Auslegung der Wärmeübertrager im überkritischen Bereich, aufgrund der fehlenden validierten Korrelationen des Wärmedurchgangskoeffizienten, derzeit nicht erzielbar. In der Praxis erfordert zudem diese Betriebsweise wegen der extrem hohen Arbeitsdrücke zusätzliche Sicherheitsvorkehrungen [30, 31, 32, 33].

## 2.3 Nutzung der geothermischen Ressourcen

Generell handelt es sich bei solchen Ressourcen um einen offenen Kreislauf des Wärmeträgers, der wiederum aus einer Förderbohrung herausgepumpt und nach anschließender Nutzung mit seiner restlichen Energie in eine Injektionsbohrung wieder

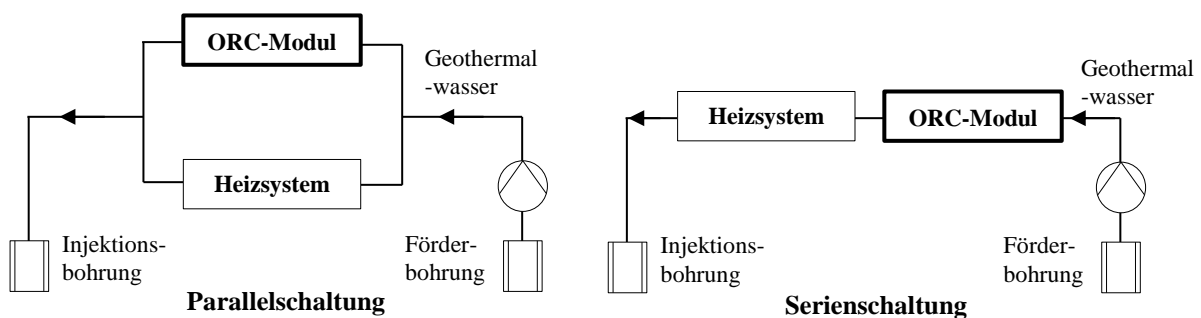
eingeleitet wird. Die Nutzungsanlagen werden daher so konzipiert, dass die Energiegewinnung aus dem Geothermalwasser so ideal wie möglich realisiert wird, insbesondere wenn keine Restriktion an seiner Reinjektionstemperatur auf Grund der erhöhten Mineralisation besteht. Der ORC als technisches Umwandlungsinstrument steht entweder als eigenständiges oder eingebundenes Kraftwerk in die Heizkraftwerke (KWK-Anlagen). Die nachstehende Zusammenfassung über den Stand der Forschung auf diesen Gebieten bezieht sich überwiegend auf Geothermalwasser mit keiner Restriktion an seiner Reinjektionstemperatur.

### 2.3.1 Option der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK)

Die geothermische Kraft-Wärme-Kopplung weicht von der sonst üblichen Definition der Wärmekopplung mit konventionellen Dampfturbinenkraftwerken ab. Während bei letztem Muster die Abwärme aus dem Dampfturbinenprozess als Nah- oder Fernwärme ausgekoppelt wird, läuft die Turbine bzw. der Expander des Kraftwerks bei geothermischen Heizkraftwerken im Kondensationsbetrieb und somit muss eine relativ große Wärmemenge an die Umgebung abgeführt werden. Die Nutzwärmelast wird dabei über ein Heizwerk (Wärmeübertrager) aus dem Wärmeträger direkt entzogen.

#### A. Grundlegende Modelle

Die Heizkraftwerke werden nach der Auskopplung des Kraft- und Heizwerks mit dem Geothermalwasser unterschieden. Dabei sind zwei Verschaltungsmodelle gebräuchlich: die Serien- und Parallelschaltung (Abb. 2.9). In der Serienschaltung (auch Reihenschaltung, Kaskade) wird das Kraftwerk (ORC-Modul) dem Heizwerk (Heizsystem: HS) vorgeschaltet, während das Geothermalwasser im Fall der Parallelschaltung aufgespaltet und gleichzeitig in die beiden Mechanismen eingespeist wird.



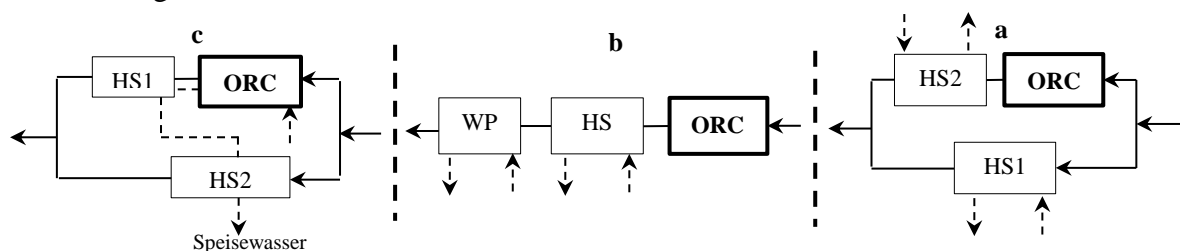
**Abb. 2.9:** Gebräuchliche Verschaltungen geothermischer Heizkraftwerke: Parallel- (links) und Serienschaltung (rechts).

Die Analyse und Untersuchung unter solchen Anordnungen belegen nur relativ wenige wissenschaftliche Studien. Es konzentrierte sich dabei vor allem auf eine Idealisierung der Ressourcennutzung durch Optimierung des technischen Leistungsvermögens bei konstanten oder auch unabhängig von Heizsystembedarfen. Als Ansatz hierzu diente hauptsächlich das Screening unterschiedlicher Klassen reiner organischer Fluide.

Als erste wichtige Bemühungen führten dafür Heberle et al. [34] eine Untersuchung mit vier retrograden Arbeitsfluiden durch. Durch eine Bewertung des exergetischen Wirkungsgrades ist die Serienschaltung mit dem Isopentane (R601a) das effizienteste Konzept, während R227ea im Falle von Parallelschaltung und ausschließlicher Stromerzeugung zu bevorzugen ist. Eine Kopplung der Strom- mit der Wärmeerzeugung ermöglicht diesbezüglich bis zu 20 % Verbesserung gegenüber der ausschließlichen Stromerzeugung. Laut Kim et al. [35, 36] ist aber die Auswahl des ordnungsgemäßen Arbeitsfluides, das den maximalen exergetischen Wirkungsgrad liefert, von der Quellentemperatur abhängig. Dieses Resultat wurde durch Überprüfung mehrerer Fluide und Temperaturpegel in ähnlicher Weise erhalten. Li et al. [37] kamen zu gleichen Argumenten wie Heberle et al. [34] hinsichtlich der Effizienzidealisierung durch die Serienschaltung mit R601a. In unterschiedlicher Ausprägung gewichteten Khennich et al. [19] die Serienschaltung mit der konventionellen Wärmekopplung über den Kondensator, bei einem vordefinierten Kompromiss zwischen der technischen Leistung und dem Wärmebedarf. Dabei wurde als Arbeitsmittel lediglich R134a betrachtet. Es stellte sich heraus, dass der ORC mit der Serienschaltung mehr technische Leistung liefern kann. Jedoch verschlechtert sich diese Leistungsabgabe mit Erhöhung der Heizlast der Wärmeabnehmer, denn ein höherer Anteil der Wärmequelle wird dafür verwendet. Marty et al. [38] haben, als eine der Aufgaben des geothermischen Projektes FONGEOSEC in Frankreich, ein mathematisches Support-Tool zur Simulation der Parallelordnung für definierte sowie potenzielle Wärmeverbraucher entwickelt. Das Ziel war das optimale Design und Dimensionierung des ORC-Moduls und Heizsystems (Fernwärmenetz).

## B. Modelle mit tiefer Geothermalwasserauskühlung

Für mehr energetische und wirtschaftliche Profitabilität der Investitionen wurden spezielle Modelle zum Mehrwärmeentzug aus dem Geothermalwasser via Kopplung mehrerer Wärmeverbraucher entworfen. Ursprünglich wurden sie als Lösungen zur Minimierung der thermischen Verluste in den obigen grundlegenden Mustern ausgedacht und lassen sich somit ausgehend davon herleiten (Abb. 2.10). Auch die Strategie der Fluidwahl wurde weitgehend weiter verfolgt.



**Abb. 2.10:** Geothermische Heizkraftwerke mit Mehrwärmeverbrauchern.

Das Hybridsystem von Heberle et al. [20], neben den o. g. Modellen [34], wurde so gestaltet, dass ein Extraheizaggregat dem ORC mit einer Parallelschaltung nachgeschaltet wurde (Abb. 2.10, a). Bei ökonomischer Analyse mit denselben vier Fluiden wies das Medium R601a zusammen mit der Hybrid- sowie Serienschaltung deutlich positive Rentabilitätskennzahlen aus. Zudem wurde darauf verwiesen, dass bei der Serienschaltung die Stromgestehungskosten mit der Anhebung der Vorlauftemperatur der Wärmeabnehmer, wegen der dabei erhöhten



technischen Leistungsverluste und Quellenverschwendung, erheblich steigen. Bei höheren Vorlauftemperaturen ist sogar die ausschließliche Stromerzeugung günstiger als bei KWK.

Guo et al. [39] haben eine Kaskade aus ORC-, Heizsystem- und Wärmepumpe-Subsystem gekoppelt (Abb. 2.10, b). Die Simulationsergebnisse für mehrere Fluide deuteten darauf hin, dass eine optimale Verdampfungstemperatur, bei der die Nettoleistung ein maximales Niveau erreicht, existiert und unter allen Fluiden R236ea dafür am geeignetsten erscheint. Wirtschaftlich und anlagentechnisch ermöglichen aber E170, R600 und R141b die günstigsten Energiepreise und die niedrigste Wärmeübertragerfläche pro 1 kW-Leistung, jedoch liefern sie keine signifikanten Produktionsraten, verglichen mit R236ea. Dragan et al. [40] haben ebenso ähnliche Einrichtung für das gleiche Ziel vorgeschlagen, wobei nur Ammoniak verwendet wurde.

Für industrielle Zwecke, die Heißwasser mit Temperaturen bis 140 °C konsumieren, wurde eine neue Parallelschaltung von Fiaschi et al. [41] eingeführt (Abb. 2.10, c). Im Unterschied zu dem üblichen Parallelsystem nutzt das zu beheizende Speisewasser bei dem Neuen auch einen Teil der in der Turbine entspannten Dampfwärme einer transkritischen Fahrweise. Zudem wird es durch das Geothermalwasser bei zwei unterschiedlichen Temperaturniveaus direkt erwärmt. Über diese neue Konfiguration konnte mehr technische Leistung bei gleichen Betriebsbedingungen erzeugt werden. Screening mehrerer Fluide für mehrere Geothermaltemperaturen bestätigte die Erkenntnis von Kim et al. [35, 36], dass die Entscheidung für ein ideales Medium quellentemperaturspezifisch ist.

### 2.3.2 Stand der Technik zur ausschließlichen Stromerzeugung

Die ausschließliche Stromerzeugung aus der Geothermie wurde hingegen öfter recherchiert. Als Resultat der vielen Studien seitens des Arbeitsmittels stellten sich ca. 15 Reinfluide unter der Vielfalt der Ausgangspunkte als passend heraus. In der Tab. 2.1 werden diese zusammen mit der gewählten Rahmenbedingung (ausgedrückt durch die Geothermalwassertemperaturen) kurz aufgeführt.

**Tab. 2.1:** Die bisher empfohlenen Arbeitsmittel bei ausschließlicher geothermischer Stromerzeugung.

Referenz	Geothermalwassertemperatur [°C]	Bewertungsmaßstab	Empfohlenes Arbeitsmittel	Bemerkung
Saleh et al. [23]	100	<sup>1</sup> Ther. Wirkungsgrad	n-butane (R600)	Rekuperation
Hettiarachchi et al. [42]	70-90	<sup>2</sup> Exer. Wirkungsgrad & Wärmeübertragerfläche pro kW-Leistung	Ammoniak (NH <sub>3</sub> )	-
Liu et al. [43]	100-150	Exer. Wirkungsgrad & Nettoleistung	R600a R245fa R600	-
Sauret et al. [44]	150	Nettoleistung	R134a	-
Masheiti et al. [45]	73	<sup>3</sup> Wirtschaf. Betrachtung	R245fa	-
Guo et al. [46]	80-100	Exer. Wirkungsgrad & Nettoleistung	R245fa R134a	-
Guo et al. [47]	80-120	Nettoleistung	CO <sub>2</sub>	Transkritische Fahrweise
Guo et al. [48]	80-120	Nettoleistung	R125	Transkritische Fahrweise

## 2 Theoretische Grundlagen – Stand des Wissens

Aljundi [49]	-	Ther.&Exer. Wirkungsgrad	n-hexane	Rekuperation
Shengjun et al. [50]	80-100	Wirtschaftliche & 4Umwelttech. Betrachtung	R125	Transkritische Fahrweise
Vetter et al. [31]	150	Nettoleistung	Propan R143a	Transkritische Fahrweise
Toffolo et al. [51]	130-180	Nettoleistung	R134a	Transkritische Fahrweise
Liu et al. [52]	120-150	Ther. Wirkungsgrad & umwelttechnische Betrachtung	R1234yf R1225yeE	-
Wang et al. [53, 54]	-	Exer. Wirkungsgrad & Nettoleistung	R227ea	-
Hu et al. [55]	-	Ther.&Exer. Wirkungsgrad Umwelttech. Betrachtung	R245fa	-
Zhu et al. [56]	60-150	Nettoleistung	R601a, R134a, R290	-
Liu et al. [57]	80-120	Nettoleistung	R134a	-
Bu et al. [58]	70-95	Komprimierte Kriterien	R601a	-
Zhai et al. [59]	110,130,150	Nettoleistung	R32, R134a	-
Li et al. [60]	≤110	Ther.&Exer. Wirkungsgrad	R601a, R601	-
Basaran et al. [61]	50-350	Ther.&Exer. Wirkungsgrad	R236ea, R600 R600a, R227ea	-
Al-Weshahi et al. [62]	73,3	Nettoleistung	R236ea, R236fa R227ea	-
Yang und Yeh [63]	90-110	Nettoleistung & Umwelttech. Betrachtung	R125	Transkritische Fahrweise
Yang und Yeh [64]	100	Nettoleistung pro Gesamtkosten	R600a	Überhitzung
Yekoladio et al. [65]	110-160	Nettoleistung	n-pentane (R600a)	-
Welzl et al. [66]	-	Wärmeübertragungskoeffizient für das Blasensieden & Nettoleistung	R245fa	-

1: Thermischer Wirkungsgrad; 2: Exergetischer Wirkungsgrad; 3: Wirtschaftlicher Betrachtung; 4: Umwelttechnische Betrachtung.

Im Hinblick aufs angewandte Verfahren ist, laut Saleh et al. [23], der Wärmeentzug aus dem Geothermalwasser durch die transkritische Fahrweise mit R143a um mehr als 63 % höher als durch die interne Rekuperation mit R601a. Ebenfalls ist diesbezüglich die Frischdampfüberhitzung des nassen R152a auch besser als die genannte Rekuperation, jedoch schlechter als die transkritische Fahrweise. Im Term der Nettoleistung wiesen Vetter et al. [31] nach, dass diese durch transkritische Fahrweise mit Propan oder R143a um ca. 30 % gegenüber dem Basiskonzept mit R601a erhöht werden kann. Das Basiskonzept generiert aber immer noch mehr Leistung pro Massenstromeinheit des Reservoirs als die Einbindung eines Regenerators (Yekoladio et al. [65]). Eine Wirtschaftlichkeitsanalyse zeigte daneben leichte Vorteile für das Basiskonzept gegenüber der Anwendung eines rekuperativen und regenerativen Verfahrens (Imran et al. [67]).

### ***Einsatz zeotroper Gemische***

Eine Durchsetzung der zeotropen Gemische konnte in diesem Sinne einigermaßen überzeugend sein. Allerdings wurden trotz Vielfalt der organischen Medien und Vermischungspotenziale nur wenige Mischungen dazu erforscht. Laut Baik et al. [68] verrichtet das Gemisch R125/R245fa in transkritischer Fahrweise um 11 % mehr Leistung gegenüber R134a im Basisprozess. Ebenfalls kamen Heberle et al. [69] zum Schluss, dass der

exergetische Wirkungsgrad mit R227ea/R245fa bis 15 % höher als mit R227ea ist. Aus der wirtschaftlichen Sicht kann R227ea/R245fa die Amortisationszeit der Investition verkürzen (Preißinger et al. [70]). Es wird aber bei jeder Quellentemperatur ein bestimmter Molenbruch als optimale Vermischung der Komponenten zugeordnet, worauf Liu et al. [71] beim Testen mehrerer Massenanteile der Mischung R600a/R601a gekommen sind. Konkret wurde dabei die Anlage mit den Anteilen bis ca. 11%, 7% und 4% für Quellentemperaturen von 110, 130, 150 °C gegenüber R600a optimiert. Ähnlich dazu haben Sabau et al. [72] und auch Yin et al. [73] das energetische Verhalten mehrerer Molenanteile von SF<sub>6</sub>/CO<sub>2</sub> mit der transkritischen Fahrweise ermittelt. Kang et al. [74] überprüften zehn Molenanteile von R245fa/R600a, wovon die Mengenumischung von 0,9/0,1 zu bevorzugen war. Ohne weiteres wurden die Charakteristiken des Kreisprozesses mit R245fa/R601a unter verschiedenen Vermischungsanteilen von Zhu et al. [75] analysiert. Für höchstmögliche Leistungserzeugung war dabei der Anteil 0,4/0,6 zu empfehlen. R600a/R601a wurde weiterhin von Yue et al. [76] untersucht, auch R245fa/R601a von Jialing et al. [77] und Li et al. [78].

### **Weitere Strategien**

Zur Idealisierung der Nutzung hochtemperierter Ressourcen über 160 °C wurden von Kanoglu [79] sowie Ganjehsarabi et al. [80] ganz unterschiedliche Strategien befolgt. Dabei wurden zwei separate ORC-Module angedacht, welche bei zwei unterschiedlichen Druckniveaus betrieben werden sollen. Die Kopplung mit dem Geothermalwasser erfolgt zunächst bei den Verdampfungselementen in Kaskade, anschließend wird sein Strom auf die Vorwärmer aufgeteilt. Kanoglu [79] hat den exergetischen Wirkungsgrad eines 12,4 MW-Kraftwerks auf dieser Basis, für eine Bohrung in Northern Nevada, USA mit der Temperatur 163 °C, mit ca. 34,2 % abgeschätzt. Ganjehsarabi et al. [80] führten ähnliche Analyse für das Projekt Dora II, Türkei mit einer Temperatur von 169 °C durch. Heberle et al. [81] reduzierten die Komplikationen dieser Systeme durch Verwendung nur von einem Arbeitsmittel sowie einem Kondensator für beide Einheiten.

## **2.4 Technologienumsetzung und Marktentwicklung**

Die globale Geothermalindustrie ist seit 1827 für unterschiedliche thermische Anwendungen bekannt, wobei die tiefe Geothermie in der Region Larderello, Italien zur Verwendung in chemischen Reaktionen genutzt wurde. Allerdings wurde der erste geometrische Strom in experimentellem Betrieb zur Beleuchtung von fünf elektrischen Glühlampen von Prince Ginori Conti erst 1904 in Larderello erzeugt [82]. Seitdem das erste kommerzielle geothermische Kraftwerk von 250 kW<sub>el</sub> in Larderello 1913 erschlossen worden ist, wurde die Technologie stetig ausgebaut. Bei kontinuierlichem Zuwachs bis 2011 wurden somit, neben den zahlreichen geometrischen Heizwerken, ca. 504 Kraftwerke aller Arten der Kraftwerkstechnologien in 27 Ländern mit einer Gesamtkapazität von ca. 10 GW<sub>el</sub> in Betrieb genommen [83]. Nach der Statistik des Bundesverbands Geothermie betragen die installierten Kapazitäten in 2015 ca. 12,594 GW<sub>el</sub> und 70,274 GW<sub>th</sub>. Dabei befindet sich mehr als 27 % der Kraftwerksleistung in den USA, während der restliche Anteil in anderen Ländern produziert wird, vor allem in den Philippinen, Indonesien, Mexiko, Neuseeland und Italien [84]. Obwohl

der Ausbau ziemlich langsam verläuft, ist eine Prognose so optimistisch, dass die geothermische Stromerzeugung bis auf mehr als 31 GW<sub>el</sub> bis 2020 weltweit ansteigen soll [85]. Es wird zudem erwartet, dass sich weltweit bis 2020 die Gesteinskosten des geothermischen Stroms auf 4 bis 8 ct/kWh reduzieren könnten [86].

Die binären Kraft- sowie Heizkraftwerke auf Basis des ORC spielen dabei seit Jahrzehnten eine bedeutende Rolle mit einer Gesamtkapazität von 373 MW<sub>el</sub>. Sie wurden ca. 32,14 % von allen weltweit installierten geothermischen Aggregaten bis 2012 errichtet, jedoch generieren sie nur ca. 4 % des globalen geothermischen Stroms. Die Technologien wurden zunächst von ORMAT entwickelt und werden seit 1980 auch kommerzialisiert [83]. Der Markt ist dann rasant und exponentiell angewachsen, wobei derzeit diverse Leistungskategorien, die zur Verstromung des Geothermalwassers sich eignen können, auf dem Markt käuflich sind. Tab. 2.2 fasst die weltweit aktiven Hersteller zusammen, wobei einige Unterscheidungsfaktoren der Produkte aufgeführt sind [86, 87].

Der Anteil der Umsätze zur geothermischen Anwendung machte folglich, z.B. in 2012, ca. 22 % (etwa 418 Stück) von der verkauften Gesamtzahl (ca. 1900 Einheit) aus. In Bezug auf sämtliche installierte Leistungen sind die Produkte von ORMAT und Turboden dabei die am häufigsten verkauften Anlagen [87].

**Tab. 2.2:** Hersteller der ORC-Anlagen für die geothermischen Anwendungen.

Herstellername	Leistungs- klasse [MW]	Temperatur- niveau [°C]	Arbeitsmittel
Turboden/Italien	0,4–2,2	>250	OMTS, Solkatherm
ORMAT /USA	0,20–22	150–300	n-pentane
Pratt & Whitney Power Systems/ USA	0,22–0,26	91–149	R245fa
FREEPOWER/England	0,12	>110	-
Infinity Turbine/USA	0,01–0,05	<90	R134a
Maxxtec-Adoratec/Deutschland	0,3–1,6	>300	OMTS
Barber Nichols/USA	0,7, 2,0, 2,7	>115	-
GMK/ Deutschland	0,5 – 2,0	>100	GL160®, WL220®
Enefttech/Schweiz	0,005-0,010	>120	-
ElectraTherm/USA	0,03–0,05	>88	R245fa
TransPacific Energy/ USA	0,10–5,0	30-480	TPE®
Cryostar/Frankreich	-	100–400	R245fa, R134a

In Deutschland betragen die heute installierten Gesamtleistungen ca. 38,46 MW<sub>el</sub> und ca. 311,66 MW<sub>th</sub> [84, 88]. Der weitaus größte Anteil (ca. 86 %) des geothermischen Stroms wird über die Kraft- und Heizkraftwerke basierend auf ORC mit Binärverfahren erzeugt. Tab. 2.3 listet diese Projekte mit ihren charakteristischen Daten auf [88].

Den restlichen Anteil des erzeugten Stroms liefern aber zwei Heizkraftwerke auf Basis des Kalina-Verfahrens in Unterhaching und Bruchsal. Im Hinblick der Wärmeproduktion wurden, neben den erwähnten Heizkraftwerken, verschiedene Heizwerke zu diesem Zweck

erschlossen. Daneben befinden sich derzeit noch weitere Projekte im Bau sowie auch in der Planungsphase [84]. Speziell wird geplant, dass Wärme an den Kraftwerkprojekten von Standorten Dürrnhaar und Kirchstockach zusätzlich ausgekoppelt und ins Fernwärmenetz eingespeist wird (s. Tab. 2.3) [89]. Weitere Informationen zu den neuen Projekten stellt der Bundesverband Geothermie zusammen [84].

**Tab. 2.3:** Übersicht über die gegenwärtigen geothermischen Heizkraftwerke auf Basis des ORC in Deutschland.

Kraftwerk	Inbetriebnahme	Temperatur [°C]	Elektrische Leistung [MW <sub>el</sub> ]	Thermische Leistung [MW <sub>th</sub> ]
Neustadt- Glewe	Wärme seit 1994; Strom seit 2003	98	0,21	5
Landau	Wärme und Strom seit 2007	155	3,8	6
Simbach/ Braunau	Wärme seit 2001; Strom seit 2009	80	0,2	8
Dürrnhaar	Strom seit 2012 Wärme (ab 2022 geplant)	135	5,5	-
Traunreut	Wärme seit 2014 Strom seit 2016	118	5	12
Kirchstockach	Strom seit 2013 Wärme (ab 2019 geplant)	139	5,5	-
Insheim	Strom seit 2012	165	4,8	-
Grünwald	Wärme und Strom seit 2011	130	4,5	50
Sauerlach	Wärme und Strom seit 2014	143	5	4

## 2.5 Weitere Forschungsmöglichkeiten

Aus den o.g. angeführten Literaturrecherchen lassen sich ein paar Schwerpunkte ableiten, die bei den bisherigen Arbeiten nur unzureichend beschrieben oder noch nicht behandelt worden sind und in dieser Arbeit abgedeckt werden.

Neben der klassischen Reinfluidwahl stehen allein nur zwei bekannte Maßnahmen mit spürbarer Leistungsoptimierung zur Verfügung: Entweder die transkritische Fahrweise oder das Einsetzen der zeotropen Gemische oder ggf. beide zusammen. Die anderen Verfahren gegenüber dem Basiskonzept sind nicht von besonderer Bedeutung oder können kontraproduktiv sein. Da die transkritische Fahrweise überwiegend durch hohe Quellentemperaturen bedingt oder eingegrenzt ist, ist sie hier nicht weiter zu betrachten. Der Ausbau des Einsatzes der zeotropen Gemische hat dagegen keine Einschränkung bei allen Temperaturniveaus und ist daher zielführend. Insbesondere haben sich die früheren wissenschaftlichen Forschungen nur auf einige zeotrope Gemische beschränkt.

Andererseits ist der Einfluss der variierenden Heizwerkbedarfe (Teillasten) auf die technischen Leistungserzeugung und damit Quellennutzung nur unzureichend argumentiert. In Verbindung damit waren in der Literatur keine besonderen ORC-Entwürfe oder Modelle zur KWK mit klarer Zielsetzung der Idealisierung der technischen Leistung zu finden.

Solche technischen Herausforderungen sollen besonders im sehr niedrigen Temperaturfeld diskutiert werden, wobei die aktuell bekannten Strategien zur Verstromung der Geothermie begrenzt sind.

### 3 Thermodynamische Grundlagen – Methodik zur Kreisprozessauslegung

In diesem Kapitel werden die thermodynamischen Grundlagen der thermischen (Heiz-) Kraftmaschine detailliert beschrieben. Darauf aufbauend wird auch eine Methode zur Auslegung des Kreisprozesses mit den meisten potenziellen Arbeitsmitteln einschließlich der zeotropen Fluidgemische erstellt.

#### 3.1 Fundamentale Bilanzgleichungen

Zur thermodynamischen Modellierung einer Kraftwärmemaschine werden die Bilanzgleichungen benötigt. Dabei kommen vorwiegend die Massen-, Energie-, Exergie- und Entropiebilanzen in Betracht, die sich anhand des Massenerhaltungssatzes, sowie des ersten und zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik herleiten lassen. Diese werden bei einem stationären Zustand (als Ausgangspunkt) für ein Kontrollvolumen folgendermaßen gegeben. Sie können auch den Standardwerken, z.B. Baehr [90] sowie Cerbe & Wilhelms [91] entnommen werden.

##### Massenbilanz

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \sum_i \dot{m}_{ein} - \sum_i \dot{m}_{aus} = 0 \Rightarrow \sum_i \dot{m}_{ein} = \sum_i \dot{m}_{aus}. \quad (3.1)$$

Dabei ist  $\dot{m}$  der Massenstrom; die Indizes "ein" und "aus" deuten den Ein- und Austrittsfall für die Komponente  $i$  an.

##### Energiebilanz

$$\frac{d\dot{E}_{sys}}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_i \dot{E}_{ein} - \sum_i \dot{E}_{aus} = 0 \Rightarrow \dot{Q} + \dot{W} = \sum_i \dot{E}_{aus} - \sum_i \dot{E}_{ein}. \quad (3.2)$$

$\frac{d\dot{E}_{sys}}{dt}$  ist die zeitliche Änderung der Energie des Systems;  $\dot{E}_{ein}, \dot{E}_{aus}$  sind Enthalpiestrom eines Stoffstroms ( $\dot{E} = \dot{H} = \dot{m} \cdot h$ ) unter Vernachlässigung der potenziellen und kinetischen Energie;  $\dot{Q}$  ist der Wärmestrom;  $\dot{W}$  ist der technische Energiestrom.

##### Exergiebilanz

Im Gegensatz zur Energie wird die Exergie nicht konserviert. Sie ist definiert als die maximale Arbeit, die von einem System in einem gegebenen Zustand erhalten werden könnte. Um die Exergie zu verstehen, sollte die reversible Arbeit zuerst definiert werden. Reversible Arbeit bedeutet die maximale nützliche Arbeit, die erhalten werden kann, wenn ein System einen Prozess zwischen zwei definierten Zuständen durchläuft. Eine andere Exergie-

Terminologie ist die Exergiezerstörung bzw. -vernichtung, die auch als der potenzielle Arbeitsverlust aufgrund von Irreversibilität bekannt ist. Die Exergiebilanz eines Kontrollvolumens ist definiert als

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{E}x_{sys}}{dt} &= \sum_i \dot{E}x_{ein} - \sum_i \dot{E}x_{aus} + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j + \dot{W} - \dot{I}_i = 0 \Rightarrow \\ \sum_i \dot{E}x_{ein} + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j + \dot{W} - \sum_i \dot{E}x_{aus} &= \dot{I}_i. \end{aligned} \quad (3.3)$$

In der letzten Gleichung wurden die chemische, potenzielle und kinetische Exergie vernachlässigt. Der Exergiestrom  $\dot{E}x$  eines Stoffstroms wird generell beschrieben, mit

$$\dot{E}x = \dot{m} \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)]. \quad (3.4)$$

Im Fall inkompressibler Substanzen (flüssige Phase) gilt für die Entropie- und Enthalpieänderung:

$$\Delta s = s - s_0 = C_p \cdot \ln(T/T_0), \quad (3.5)$$

$$\Delta h = h - h_0 = C_p \cdot (T - T_0). \quad (3.6)$$

Daraus folgt

$$\dot{E}x = \dot{m} \cdot C_p \cdot [(T - T_0) - T_0 \cdot \ln(T/T_0)]. \quad (3.7)$$

$\dot{I}_i$  ist die durch die Irreversibilität verursachte Exergievernichtung (Exergieverlust bzw. Arbeitsverlust) einer Komponente und ergibt sich aus der Gl. 3.3. Sie kann aber auch anhand des Entropieproduktionsstroms ermittelt werden, mit

$$\dot{I}_i = T_0 \cdot \dot{S}_{irr,i}, \quad (3.8)$$

wobei  $\dot{S}_{irr,i}$  der Entropieproduktionsstrom ist und sich aus der Entropiebilanzgleichung bei einem stationären Zustand ermitteln lässt,

### Entropiebilanz

Die Entropie  $S$  eines Systems ändert sich durch Zu- und Abfuhr durch die mit Stoff- und Wärmeströmen über die Systemgrenzen mitgeführte Entropie und durch Bildung innerhalb des Systems (Abb. 3.1).

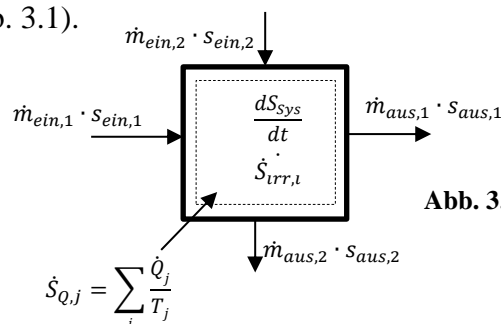


Abb. 3.1: Entropiebilanz eines Kontrollvolumens.



$$\frac{dS_{sys}}{dt} = \sum_i \dot{m}_{ein} \cdot s_{ein} - \sum_i \dot{m}_{aus} \cdot s_{aus} + \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{S}_{irr,i} = 0. \quad (3.9)$$

Die im System entropiebildenden irreversiblen Prozesse erhöhen stets die Entropie (2. Hauptsatz):  $\dot{S}_{irr,i} > 0$ .

Somit lautet die Exergievernichtung:

$$\dot{I}_i = T_0 \cdot \left( \sum_i \dot{m}_{aus} \cdot s_{aus} - \sum_i \dot{m}_{ein} \cdot s_{ein} - \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \right). \quad (3.10)$$

Dabei sind  $\frac{d\dot{E}x_{sys}}{dt}$ ,  $\frac{dS_{sys}}{dt}$  die zeitlichen Änderungen der Exergie und Entropie des Systems;  $(1 - \frac{T_0}{T_j}) \cdot \dot{Q}_j$  ist die Exergie eines Wärmestroms und der Index  $j$  steht für die Wärmeübertragung unterschiedlicher Wärmereservoirs (Wärmequellen und -senken);  $h$ ,  $s$ ,  $C_p$  und  $T$  sind die Enthalpie, Entropie, spezifische Wärmekapazität und Temperatur eines definierten Stoffstroms; der Index "0" gibt die Größen bei den Totzustandsbedingungen (Umgebungstemperatur  $T_0$ ) an. Nach den üblichen Konventionen der Thermodynamik werden weiterhin die dem System zugeführten Leistungen mit einem positiven und die abgeführten mit einem negativen Vorzeichen versehen.

Aus der Energiebilanzgleichung erhält man den Wärmestrom einer Strömung mit Phasenübergang aus der Enthalpieänderung bzw. -differenz der Fluidströme. Somit gilt für zwei Fluide (1 & 2) in einem Wärmetauscher nach (Böckh & Wetzel, [92]):

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot (h_{1,ein} - h_{1,aus}), \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot (h_{2,aus} - h_{2,ein}). \quad (3.12)$$

Bei Fluiden ohne Phasenübergang lassen sich die Wärmeströme anhand der Temperaturen und spezifischen Wärmekapazitäten auch wie folgt bestimmen:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{1,ein} - T_{1,aus}), \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{2,aus} - T_{2,ein}). \quad (3.14)$$

In den Gleichungen 3.5, 3.6, 3.7, 3.13 und 3.14 wird angenommen, dass sich die spezifischen Wärmekapazitäten der Fluide unter konstantem Druck nicht verändern.

Der Wärmestrom zwischen zwei Fluiden ist zudem in einem idealen und stationären Wärmetauscher gleich, das heißt:

$$\dot{Q}_1 = -\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{12}. \quad (3.15)$$

### 3.2 Modelle der wesentlichen Komponenten

Zur Anwendung bzw. Übertragung der unterschiedlichen Bilanzen an jedes Kreisprozesselement sind zum Berechnungszweck zuerst die thermischen Zustandsgrößen (Temperatur  $T$ , Druck  $P$ , spezifisches Volumen  $v$ ) und die zugehörigen kalorischen Zustandsgrößen (Enthalpie  $h$ , Entropie  $s$ ) zu ermitteln. Solche thermodynamischen Größen können direkt aus Tabellen entnommen oder durch die Zustandsgleichungen oder bestimmte Programme berechnet werden.

In diesem Zusammenhang werden beispielhaft die wesentlichen Komponenten nach dem Basiskreisprozess (vgl. Abb. 2.1) modelliert, der in dieser Arbeit, mit jeweils Reinfluiden und zeotropen Fluidgemischen, häufig untersucht wird. Die Bilanzgrenzen (Kontrollvolumen) sind somit um die Speisepumpe, die Turbine, den Vorwärmer, den Verdampfer und den Kondensator gezogen. Alle weiteren zusätzlichen Baugruppen der entwickelten Kreisprozessformen, wie im Kapitel 6, werden analog dazu ausgelegt. Die nachfolgenden Komponentenmodelle gelten zudem für alle Arten der flüssigen Wärmeträger (WT). Es sei weiterhin zu vermerken, dass in dieser Arbeit bei allen Komponenten von einem stationären Zustand ausgegangen wird.

#### Speisepumpe

Die Speisepumpe übernimmt die Funktion, den Druck des flüssigen Arbeitsmittels (AM) vom Kondensations- auf den Verdampfungsdruck zu heben. Dafür ist eine technische Energiezufuhr ( $\dot{W}_P$ ) notwendig. In den ORC-Anlagen konsumiert die Speisepumpe einen erheblichen Anteil der Turbinenarbeit und damit hat einen signifikanten Einfluss auf die Gesamteffizienz. Somit ist ihre Leistung bei der Auslegung nicht zu vernachlässigen. Aus der Bilanzierung der Speisepumpe ergibt sich

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{AM}, \quad (3.16)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{AM} \cdot (h_2 - h_1), \quad (3.17)$$

$$\dot{I}_P = \dot{m}_{AM} \cdot T_0 \cdot (s_2 - s_1). \quad (3.18)$$

$\dot{W}_P$  ist dabei die technische Leistungsaufnahme der Pumpe bei polytroper (realer) Kompression und einem bestimmten isentropischen Wirkungsgrad ( $\eta_{is,P}$ ), welcher das Maß der Irreversibilität des realen Prozesses angibt. Es gilt aufgrund der Zunahme der Entropie:

$$\eta_{is,P} = [(h_{2,is} - h_1)/(h_2 - h_1)] < 1. \quad (3.19)$$

$\dot{I}_P$  ist die entstehende Exergievernichtung, die sich aus Entropiezunahme ( $s_2 - s_1$ ) und Massenstrom des Arbeitsmittels ( $\dot{m}_{AM}$ ) sowie der Umgebungstemperatur  $T_0$  ergibt.

Da nur flüssiges Arbeitsmittel die Pumpe durchströmt, wird es isochor komprimiert. Somit ist die Berechnung der Pumpenleistung auch anhand des Druckunterschiedes zwischen Ein- und Austritt und konstanten spezifischen Fluidvolumens möglich, mit

$$\dot{W}_P = \int_1^2 \dot{V} dP = \dot{m}_{AM} \cdot (P_2 - P_1) \cdot v_1 / \eta_{is,P}. \quad (3.20)$$

In der Gl. 3.20 entspricht  $P_1$  dem Kondensationsdruck  $P_{Kon}$ ,  $P_2$  dem Verdampfungsdruck  $P_{Ver}$ .  $v_1$  ist das spezifische Volumen des Arbeitsmittels am Pumpeneintritt.

### **Turbine**

In der Turbine expandiert der Arbeitsmitteldampf unter Abgabe der technischen Arbeit von hohen Zustandsgrößen ( $P$ ,  $T$ ,  $h$ ) auf niedrige. Dabei vergrößert sich hingegen das spezifische Volumen des Dampfes. Analog zum Kompressionsprozess ist auch diese Zustandsänderung eine verlustbehaftete Polytrope, bei der die Entropie wächst. Aus diesem Grund verkleinert sich die reale Turbinenleistung. Charakteristiken der Turbine lassen sich wie folgt ermitteln:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{AM}, \quad (3.21)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_5), \quad (3.22)$$

$$\dot{I}_T = \dot{m}_{AM} \cdot T_0 \cdot (s_5 - s_4). \quad (3.23)$$

$\dot{W}_T$  ist die reale Turbinenleistung, die der Brutto-Leistung der Anlage entspricht;  $\dot{I}_T$  ist die Exergievernichtung der Turbine.

Der isentropische Wirkungsgrad der Turbine gibt, ähnlich wie der isentropische Wirkungsgrad der Pumpe, das Maß der Irreversibilität des realen Prozesses an und gilt auch aufgrund des Entropiewachstums:

$$\eta_{is,T} = [(h_4 - h_5) / (h_4 - h_{5,is})] < 1. \quad (3.24)$$

### **Verdampfer**

Im Verdampfer findet nur ein Wärmeübertragungsprozess statt, wobei keine technische Leistung zu- oder abgeführt wird. Der dem Verdampfer zugeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_{Ver}$  ermittelt sich nach

$$\dot{Q}_{Ver} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_{WT} \cdot c_{p,WT} \cdot (T_{WT,ein} - T_{WT,2}). \quad (3.25)$$

Dabei gilt:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{AM}. \quad (3.26)$$

Die durch die Differenz der Temperaturprofile entstehende Exergievernichtung im Verdampfer lässt sich wie folgt berechnen:

$$\dot{I}_{Ver} = T_0 \cdot \{[\dot{m}_{AM} \cdot (s_4 - s_3)] - [\dot{Q}_{Ver} / T_{WT,Ver}]\}. \quad (3.27)$$

In einem Wärmeübertrager kann der Entropieproduktionsstrom auch als Entropiestromdifferenzen der beiden Medien ausgedrückt werden (nach Gl. 3.3). Somit kann sich die Exergievernichtung auch ermitteln, nach

$$\dot{I}_{Ver} = T_0 \cdot \{[\dot{m}_{AM} \cdot (s_4 - s_3)] - [\dot{m}_{WT} \cdot (s_{WT,ein} - s_{WT,2})]\}. \quad (3.28)$$

$T_{WT,Ver}$  &  $(s_{WT,ein} - s_{WT,2})$  ist die mittlere Temperatur und Entropiedifferenz des Wärmeträgers im Verdampfer. Nach der Temperaturermittlung des Wärmeträgers am Eintritt ( $T_{WT,ein}$ ) und Austritt ( $T_{WT,2}$ ) des Verdampfers kann die Entropiedifferenz mit Hilfe der Gl. 3.5 berechnet oder der Stoffdatenbank entnommen werden.

Anhand der Energiebilanz des Verdampfers wird der Massenstrom  $\dot{m}_{AM}$  im Kreisprozess bestimmt, mit

$$\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_{WT} \cdot c_{p,WT} \cdot (T_{WT,ein} - T_{WT,2}). \quad (3.29)$$

Die Charakteristiken des Wärmeträgers (Temperatur ( $T_{WT,ein} = T_{WT,1}$ ) und Massenstrom ( $\dot{m}_{WT}$ )) sowie die Pinch-Punkt-Differenz des Verdampfers ( $\Delta T_{pp}$ ) sind meistens bereits bekannt oder werden vorgegeben. Die Wärmeträgertemperatur am Verdampferaustritt ( $T_{WT,2}$ ) kann mit Hilfe der Pinch-Punkt-Differenz und des Zustandspunktes (Punkt 3) des Arbeitsmittels definiert werden (s. Abb. 2.1 & 2.2).

$$T_{WT,2} = T_3 + \Delta T_{pp}. \quad (3.30)$$

Aus Gl. 3.29 und 3.30 folgt

$$\dot{m}_{AM} = \frac{\dot{m}_{WT} \cdot c_{p,WT} \cdot (T_{WT,ein} - T_3 - \Delta T_{pp})}{h_4 - h_3}. \quad (3.31)$$

$T_3$  entspricht der Verdampfungstemperatur auf der Siedelinie ( $T_{Ver,sl}$ ). Dieser Zusammenhang wird im Rahmen der nachfolgenden Kreisprozessauslegung benötigt, um den Massenstrom des Arbeitsmittels zu ermitteln.

### **Vorwärmer**

Analog zum Verdampfer lassen sich die Charakteristiken des Vorwärmers folgendermaßen kalkulieren:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{AM}, \quad (3.32)$$

$$\dot{Q}_{Vor} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{WT} \cdot c_{p,WT} \cdot (T_{WT,2} - T_{WT,3}), \quad (3.33)$$

$$\dot{I}_{Vor} = T_0 \cdot \{[\dot{m}_{AM} \cdot (s_3 - s_2)] - [\dot{m}_{WT} \cdot (s_{WT,2} - s_{WT,3})]\}. \quad (3.34)$$

Eine Bilanzierung des Vorwärmers oder der gesamten Wärmezufuhr (Vorwärmer und Verdampfer) ermöglicht die Berechnung der Wärmeträgertemperatur am Anlagenausstritt ( $T_{WT,3}$ ).

$$\dot{Q}_{WT,zu} = \dot{Q}_{Vor} + \dot{Q}_{Ver} \Rightarrow \dot{m}_{WT} \cdot c_{p,WT} \cdot (T_{WT,ein} - T_{WT,3}) = \dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2). \quad (3.35)$$

Nach Umstellung der letzten Gleichung nach  $T_{WT,3}$  ergibt sich

$$T_{WT,3} = T_{WT,ein} - [\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2) / \dot{m}_{WT} \cdot c_{p,WT}]. \quad (3.36)$$

Die letzte Temperatur spielt bei der Kreisprozessberechnung mit KWK eine bedeutende Rolle.

### Kondensator

Es wird bei dieser Arbeit angenommen, dass der Wärmestrom des Kondensators durch ein Kühlwasser (KW) abgeführt wird. Die Massen- und Wärmeströme im Kondensator sind somit,

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{AM}, \quad (3.37)$$

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_{Kon} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_5 - h_1) = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot \Delta T_{KW}. \quad (3.38)$$

Die beim Kondensationsprozess auftretende Exergievernichtung lässt sich so ermitteln:

$$\dot{I}_{Kon} = T_0 \cdot \{[\dot{m}_{KW} \cdot \Delta s_{KW}] - [\dot{m}_{AM} \cdot (s_5 - s_1)]\}. \quad (3.39)$$

Dabei sind die Größen  $\dot{m}_{KW}$ ,  $c_{p,KW}$  und  $\Delta T_{KW}$  der Massenstrom, die spezifische Wärmekapazität und der Temperaturanstieg des Kühlwassers. Aus der Energiebilanz des Kondensators ergibt sich entweder der Massenstrom des Kühlwassers oder der Temperaturanstieg des Kühlwassers. Eine Größe davon muss mindestens bereits im Vorfeld definiert sein.

$$\dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot \Delta T_{KW} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_5 - h_1). \quad (3.40)$$

$\Delta s_{KW}$  ist das Entropiewachstum des Kühlwassers und ist auch mit Hilfe der Gl. 3.5 bei Kühlwassertemperaturen am Aus- ( $T_{KW,aus}$ ) und Eintritt ( $T_{KW,ein}$ ) des Kondensators zu berechnen oder der Stoffdatenbank zu entnehmen.

### Nettoleistung und thermischer Wirkungsgrad

Für die vorliegenden irreversiblen Kreisprozesse kann die Nettoleistung als Differenz zwischen der realen Turbinen- und der Pumpenleistung berechnet werden, mit

$$\dot{W}_n = \dot{W}_T - \dot{W}_P = \dot{m}_{AM} \cdot [(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)]. \quad (3.41)$$

Der thermische Wirkungsgrad wird dabei als Verhältnis der Nettoleistung zum totalen zugeführten Wärmestrom definiert:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_{Vor} + \dot{Q}_{Ver}} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2) + (h_4 - h_3)} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_2)}. \quad (3.42)$$

Damit ist der thermische Wirkungsgrad eine prozessspezifische Größe und gibt an, welcher Anteil der zugeführten Wärme in technische Nutzarbeit umgewandelt werden kann. Zu seiner Bestimmung ist keine Angabe des Massenstroms des Arbeitsmittels nötig, sondern es reicht die Ermittlung der spezifischen Energieströme aus. Gemäß dem 1. Hauptsatz entsprechen die spezifischen Energieströme der Komponenten den Enthalpiedifferenzen:

$$\text{spezifische Pumpenarbeit: } w_P = (h_2 - h_1), \quad (3.43)$$

$$\text{spezifische Turbinenarbeit: } w_T = (h_4 - h_5), \quad (3.44)$$

$$\text{spezifische Nutzarbeit: } w_n = w_T - w_P = (h_4 - h_5) - (h_2 - h_1), \quad (3.45)$$

$$\text{spezifische Vorwärmerwärme: } q_{Vor} = (h_3 - h_2), \quad (3.46)$$

$$\text{spezifische Verdampferwärme: } q_{Ver} = (h_4 - h_3), \quad (3.47)$$

$$\text{spezifische Wärmezufuhr: } q_{zu} = q_{Vor} + q_{Ver} = (h_3 - h_2) + (h_4 - h_3), \quad (3.48)$$

$$\text{spezifische Kondensatorwärme: } q_{Kon} = (h_5 - h_1). \quad (3.49)$$

Verglichen mit der Gleichung 3.42 entspricht der thermische Wirkungsgrad

$$\eta_{th} = \frac{w_n}{q_{zu}} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2) + (h_4 - h_3)} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_2)}. \quad (3.50)$$

Die Nettoleistung entspricht somit dem Produkt aus dem Massenstrom des Arbeitsmittels und der spezifischen Arbeit des Prozesses, mit

$$\dot{W}_n = \dot{m}_{AM} \cdot w_n. \quad (3.51)$$

### Gesamte interne Exergievernichtung

Die gesamte interne Exergievernichtung des Kreisprozesses  $\dot{I}_{ORC}$  setzt sich im Wesentlichen aus allen internen Exergieverlusten der Komponenten zusammen, mit

$$\dot{I}_{ORC} = \sum \dot{I}_i. \quad (3.52)$$

### 3.3 Arbeitsstoffe: Gruppen, Datenquelle und Wahlkriterien

Bei dem breiten Spektrum der potenziellen organischen Medien sind dreizehn Gruppen bezüglich der chemischen Fluidstruktur zu unterscheiden: Kohlenwasserstoffe, Fluorkohlenwasserstoffe, Chlorkohlenwasserstoffe, Fluorchlorkohlenwasser, Per-

fluorkohlenstoffe, Siloxanen, Alkoholen, Aldehyden, Ether, Hydrofluorether, Aminen, Fluidmischungen (zeotrope und azeotrope) und anorganische Fluide (Tchanche et al. [83]).

Die Berechnung der erforderlichen Stoffdaten des Arbeitsmittels und des Wassers (als Wärmeträger und Kühlmedium) erfolgt in dieser Arbeit über das Programm REFPROP-Fluiddaten des „National Institute of Standards and Technology“ (NIST) [93, 94]. REFPROP-Datenbank beinhaltet eine Vielzahl an Gasen, Fluiden und Kältemitteln, deren Stoffeigenschaften anhand verschiedener Zustandsgleichungen berechnet werden. Es bestehen dabei unterschiedliche Möglichkeiten zur Darstellung der Stoffdaten. Die gesättigten Eigenschaften können somit entweder gegenüber dem variierenden Druck  $T, h, s, \dots (P)$  oder der variierenden Temperatur  $P, h, s, \dots (T)$  berechnet werden. Es können aber auch bei Kenntnis zweier Zustandsgrößen alle anderen Parameter in allen Arbeitsmittelpasen ermittelt werden. Beispielsweise können in Abhängigkeit der bereits bekannten Entropie  $s$  und Druck  $P$  im überhitzten Dampfgebiet die anderen Dampfeigenschaften  $T, h, v \dots (P, s)$  ermittelt werden. Zur Verwendung der berechneten Stoffdaten besteht die Möglichkeit zur direkten Einbindung dieses Programms in andere Simulationsprogramme, wie z.B. Matlab. Dabei erfolgt die Einbindung über die Funktion *"refpropm.m"*, die von NIST bereits zur Verfügung gestellt wird. Sie können aber auch in Form von Excel-Spreadsheets (Tabellen) zur späteren Nutzung in einem der Simulationsprogramme gespeichert werden. Die Konfiguration von Matlab mit Excel erfolgt über die Funktion *"xlsread('Excel-Dateiname.xlsx')"*.

Die Auswahl eines geeigneten Stoffes sollte bei einer konkreten Anwendung sorgfältig durchgeführt werden, da diese dabei eine Schlüsselrolle einnimmt. Die potenziellen Arbeitsmittel sollen daher spezifizierte Anforderungen erfüllen, die bei ihrer Wahl entscheidend sein können. Vor allem sind die physikalischen und thermodynamischen Stoffeigenschaften von Bedeutung, da sie direkten Einfluss auf die Effektivität und wirtschaftliche Realisierbarkeit des Systems haben. Daneben sollten weitere wichtige Merkmale, wie z.B. chemische, umwelttechnische, sicherheitstechnische und wirtschaftliche Kriterien, bei der Einsatzentscheidung für ein Fluid in Betracht gezogen werden. Laut Quoilin et al. [87], Grob [95] und Chen et al. [96] sollten die folgenden Kriterien bei der Wahl der Arbeitsstoffe möglichst berücksichtigt werden:

#### ▪ **Thermodynamische Kriterien**

- Moderater thermodynamisch kritischer Punkt (Temperatur und Druck).

Der Dampf der Medien, die über eine extrem hohe kritische Temperatur verfügen, wird höchstwahrscheinlich bei ungünstigen Vakuumdrücken verflüssigt. Hingegen ist der Kondensationsprozess auch bei Anwendung beliebig hoher Drücke thermodynamisch nicht möglich, wenn das Medium eine auffällig geringe kritische Temperatur besitzt.

- Niedrige Schmelztemperatur beim Umgebungsdruck ( $P_0=1,013$  bar).

Die Schmelztemperatur ist ein Indikator, inwiefern das Fluid bei einem möglichen Stillstand und einer Außenaufstellung im Winter seine flüssige Phase beibehalten kann. Erstarren des Arbeitsmittels hat viele Schäden an der Anlage zur Folge und damit sind umfangreiche Reparaturen erforderlich. Um dies möglichst zu vermeiden, ist ein Fluid mit niedriger Schmelztemperatur einzusetzen.

- Hohe Dichte bzw. niedriges spezifisches Volumen (Flüssig- und Dampfphase).  
Dieser Faktor beeinflusst die Pumpen- und Turbinengröße und damit ihre Preise. Somit rechnet man für Fluide, die niedrige Dichte aufweisen, mit großem Volumenstrom und damit riesigen Turbinenabmessungen für die Leistungseinheit. Ebenfalls erhöht sich bei einem großen spezifischen Volumen die erforderliche Leistung der Arbeitsmittelpumpe bei konstantem Druckunterschied zwischen Saug- und Förderseite. Diese beiden Erhöhungen verursachen zusätzliche Anlagenkosten.
- Hohe latente Verdampfungswärme sowie spezifische Wärme.  
Diese Parameter haben mit der durchlaufenden Arbeitsmittelmenge viel zu tun, wobei sich Letztere mit hohen Verdampfungswärmen reduziert. Damit vergünstigen sich die Baugrößen aller Elemente und deren Produktionskosten bei gleicher Leistungsabgabe.
- Akzeptabler Kondensations- und Verdampfungsdruck.  
Der Kondensationsdruck ist der Niederdruck im Kreislauf und soll oberhalb des Umgebungsdrucks bei der eingestellten Kondensationstemperatur liegen. Ansonsten werden teure Dichtungskonzepte und Vakuumpumpen zur Verhinderung der Fremdgasproblematik benötigt. Ähnlich werden die Herstellungskosten der Anlage bei extrem hohen Verdampfungsdrücken angehoben, wobei stark erhöhte Anforderungen an das Dichtungskonzept, das Material und die Fertigung gestellt werden.
- Gute thermodynamische Transporteigenschaften wie niedrige Viskosität und hohe Wärmeleitfähigkeit.  
Diese Größen spielen eine bedeutende Rolle bei der Dimensionierung der Wärmeaustauschfläche. Somit kann gesagt werden: Je höher die Wärmeleitfähigkeit ist, desto besser ist der Wärmedurchgangskoeffizient und desto kleiner wird, bei bestimmten Wärmeströmen und Temperaturspreizungen, die Wärmeübertragerfläche. Die niedrige Viskosität bewirkt eine Verringerung der Reibungsverluste in den Wärmeübertragern.
- Möglichst niedrige Dampfeuchtigkeit nach einer Sattdampfentspannung.  
Zur Beurteilung dieses Merkmals ist der Verlauf der Taulinie im  $T, s$  Diagramm entscheidend. Dieser Aspekt wurde im letzten Kapitel bereits detailliert erläutert.

#### ■ Chemische Kriterien

- Hohe thermische und chemische Stabilität.  
(keine Zersetzung unter den Temperaturbedingungen des Kreislaufes)
- Gute Kompatibilität mit den Werkstoffen.  
(kein negativer Einfluss auf Baugruppen wie Korrosion)

#### ■ Umwelttechnische Kriterien

- Niedriges Ozonzerstörungspotenzial.  
Das wird durch die Ozonschädigungszahl (engl.: Ozone Depletion Potential (ODP)) charakterisiert.
- Niedriges globales Treibhauspotenzial (engl.: Global Warming Potential (GWP)).



Dieses Potenzial wird in Relation zu CO<sub>2</sub> bestimmt und deswegen auch als CO<sub>2</sub>-Äquivalent bezeichnet.

- Niedrige Wassergefährdungsklasse (WGK).

Die Arbeitsstoffe, die als nicht wassergefährdend eingestuft sind, sollten in dieser Beziehung hin bevorzugt werden.

- Keine Gefährdung durch Abbauprodukte.

#### ▪ **Sicherheitstechnische Kriterien**

- Geringe Toxizität.
- Nichtbrennbarkeit bei den Arbeitstemperaturen.

Dazu wird die Zündtemperatur betrachtet, die wiederum oberhalb der eventuellen Betriebstemperatur liegen muss.

#### ▪ **Wirtschaftliche Kriterien**

- Gute Verfügbarkeit.
- Vernünftige Preise.

### 3.4 Methodik zur thermodynamischen Auslegung des Kreisprozesses

Die Schwerpunkte der thermodynamischen Auslegung sind die richtige Ermittlung der Zustandsgrößen aller Zustandspunkte sowie die Berechnung der Charakteristiken der wesentlichen Komponenten. Der Kreisprozess (vgl. Abb. 2.1) soll unter Berücksichtigung der Verwendung zahlreicher Arbeitsmittel aller Arten, einschließlich der zeotropen Fluidgemische, ausgelegt werden. Dafür müssen aber die Besonderheiten jedes Prozesses in Betracht gezogen werden, insbesondere das Verhalten des Phasenübergangs der zeotropen Fluidgemische. Abb. 3.2 zeigt zu diesem Zweck den Ablaufplan einer eigenen statischen Methodik. Diese wurde mit Hilfe der "Matlab-Software" entwickelt und soll in folgender Reihenfolge abgearbeitet werden.

1. Zunächst werden die Freiheitsgrade für die Berechnung eingegeben. Diese frei wählbaren Eingabegrößen sind hier alle Randbedingungen (RB), Arbeitsmittel (AM) und Wärmeträger (WT). Die Randbedingungen umfassen: verfügbare Kühlwassertemperatur ( $T_{KW, \text{ein}}$ ), Umgebungstemperatur ( $T_0$ ), isentropische Wirkungsgrade der Turbine und Pumpe ( $\eta_{is,T}$ ,  $\eta_{is,P}$ ), Quellencharakteristiken ( $T_{WT, \text{ein}}$ ,  $\dot{m}_{WT}$ ), erlaubten maximalen Betriebsdruck (Verdampfungsdruck) und die Pinch-Punkt-Differenz ( $\Delta T_{pp}$ ). Dabei wird angenommen, dass der erlaubte maximale Betriebsdruck ca. 90 % von dem kritischen Druck des verwendeten Fluides ( $0,9 \cdot P_{kr}$ ) beträgt [34].
2. Es wird danach eine Konfiguration der Datenbank erstellt, auf die das Programm, je nach den ausgewählten Arbeitsmitteln, Wärmeträgern und Kühlwasser, auf alle zur Simulation benötigten Stoffdaten zugreift (Tabellen/REFPROP).

3. Die Kondensationsparameter (untere Prozessparameter) werden dann unter Berücksichtigung der Umgebungstemperatur, der Pinch-Punkt-Differenz, des Arbeitsmitteltyps und der verfügbaren Kühlwassertemperaturen eingestellt. Dabei soll das Phasenübergangsverhalten der zeotropen Mischungen berücksichtigt werden. In diesem Prozess ist die Kondensationstemperatur bei konstantem Kondensationsdruck auf der Siedelinie ( $T_{Kon,sl}(x=0) \equiv T_1$ ) kleiner als diejenige auf der Taulinie ( $T_{Kon,tl}(x=1)$ ); es gilt somit  $T_1 < T_5$ . Zudem ist  $T_{Kon,sl} \equiv T_1$ , während  $T_5 \leq T_{Kon,tl}$  (nasse und isentrope Fluide) oder  $T_5 > T_{Kon,tl}$  (retrograde Fluide) sein kann.

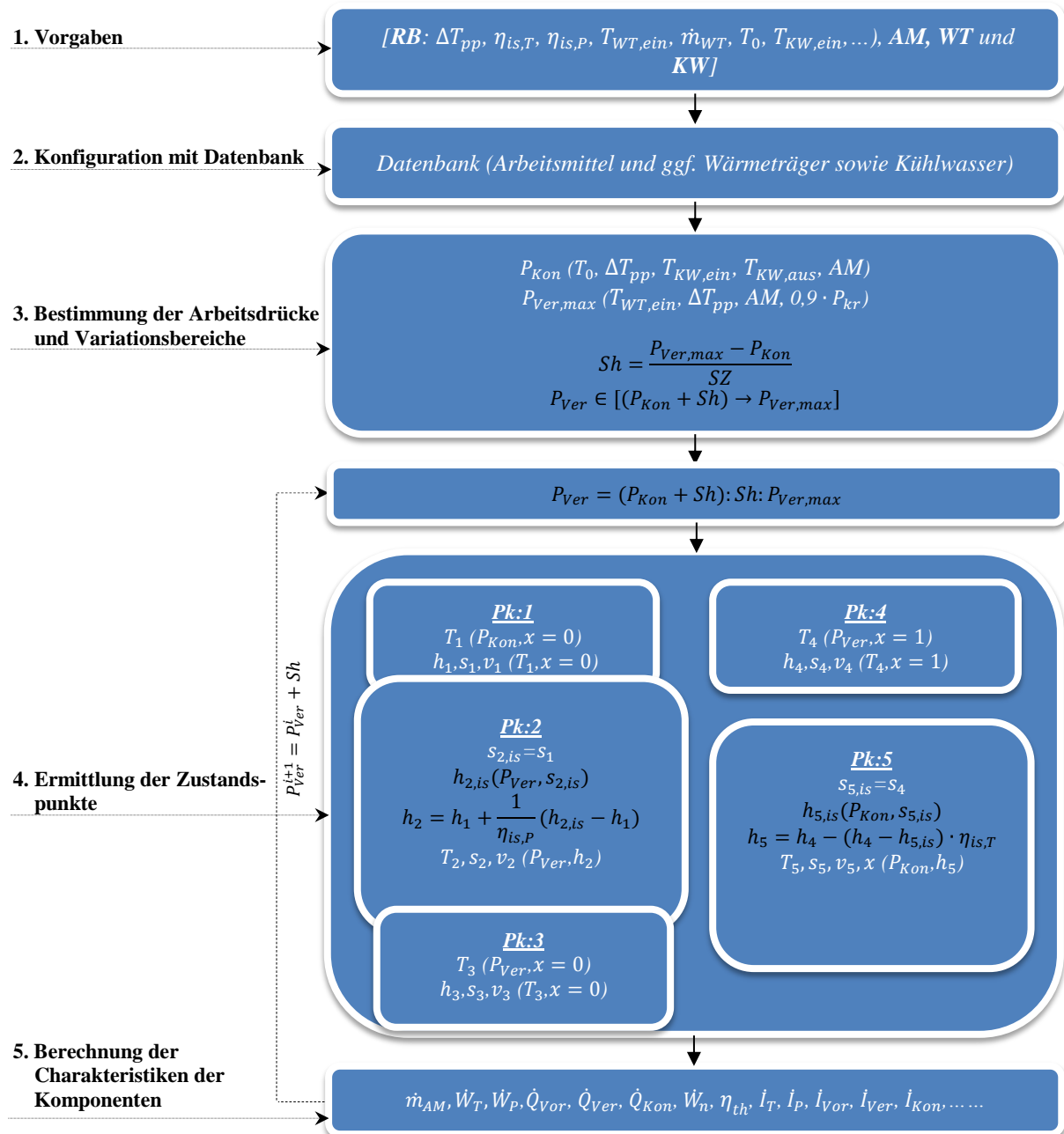


Abb. 3.2: Ablaufplan einer Methodik zur statischen Kreisprozessauslegung.

In diesem Fall müssen die Kondensationstemperaturen bei der Einstellung des Kondensationsdrucks die Bedingungen von  $T_{Kon,sl} \geq T_0$  &  $T_{KW,ein} + \Delta T_{pp}$  sowie  $T_{Kon,tl} \geq T_0 + \Delta T_{pp}$  &  $T_{KW,aus} + \Delta T_{pp}$  gleichzeitig erfüllen. Für die reinen Fluide reicht das Einhalten der zweiten Eingrenzung aus, da  $T_{Kon,sl} = T_{Kon,tl} = T_{Kon} = T_1 \leq T_5$  gilt. Weiterhin wird die Grenze der oberen Prozessparameter (Verdampfungsdruck ( $P_{Ver,max}$ ) und -temperatur) nach der Wärmequellentemperatur, dem maximal erlaubten Druck und den Eigenschaften des verwendeten Fluides bestimmt. Dabei muss die Verdampfungstemperatur auf der Siedelinie ( $T_{Ver,sl}(x = 0) \equiv T_3$ ) um mehr als die Pinch-Punkt-Differenz kleiner als die Wärmeträgertemperatur ( $T_{Ver,sl}(x = 0) \equiv T_3 < T_{WT,ein} - \Delta T_{pp}$ ) sein. Zur gleichen Zeit muss der einschlägige Druck den erlaubten Wert nicht überschreiten. Zudem ist auch wegen der steigenden Temperatur während der Verdampfung der Mischungen bedingt, dass die erreichte Verdampfungstemperatur auf der Taulinie ( $T_{Ver,tl}(x = 0) \equiv T_4$ ) um mindestens die Pinch-Punkt-Differenz kleiner als die Wärmeträgertemperatur ( $T_{Ver,tl}(x = 1) \equiv T_4 \leq T_{WT,ein} - \Delta T_{pp}$ ) sein muss. Diese Bedingung ist bei reinen Fluiden aufgrund von  $T_{Ver,sl} = T_{Ver,tl} = T_3 = T_4$  automatisch erfüllt. Anschließend kann der mögliche Variationsbereich des Verdampfungsdrucks  $P_{Ver}$  für ausgewählte Randbedingungen und Fluide ermittelt werden. Wenn die Letzteren bekannt gemacht worden sind, ist der Verdampfungsdruck der einzige Freiheitsgrad und kann schrittweise variiert werden. Der Druckschritt ( $Sh$ ) kann dabei anhand der Bereichsgrenzen und einer frei wählbaren Schrittzahl ( $SZ$ ) bestimmt werden. Der Verdampfungsdruck kann aber auch als einzelner Wert aus dem möglichen, ermittelten Bereich eingestellt werden.

4. In Abhängigkeit von den Drücken werden anschließend die einzelnen Zustandspunkte (1→5) des Kreisprozesses ermittelt. Dafür muss auch auf die via Schritt 2 akquirierte Stoffdatenbibliothek zurückgegriffen werden. Für die zeotropen Gemische ist dabei wichtig, dass die Größen der Zustandspunkte 1 & 4 in Abhängigkeit von bei den entsprechenden konstanten Drücken ermittelten Temperaturen bestimmt werden. Dies erfolgt auch bei Reinfluiden, jedoch nicht ausschließlich. Dabei können auch alle Zustandspunkte in Abhängigkeit der Drücke ermittelt werden. Bei Verwendung der Excel-Spreadsheets als Datenbank der Stoffeigenschaften werden die Parameter des Zustandspunktes 5 im Nassdampfgebiet gemäß dem "Hebelgesetz" bzw. "Lever Rule" ermittelt.
5. Sind an den einzelnen Zustandspunkten die thermischen und kalorischen Zustandsgrößen ermittelt, wird zuerst der Arbeitsmittelmassenstrom bestimmt. Anschließend können alle Komponenten energetisch und exergetisch berechnet werden. Hieraus resultieren die Wirkungsgrade sowie die Nettoleistungen.

In dieser Systematik werden die Zustandsgrößen und die Charakteristiken der Baugruppen für jeden Verdampfungsdruckschritt ermittelt. In diesem Zusammenhang sind aber gesonderte Simulationen zur Untersuchung unterschiedlicher Arbeitsmittel oder Randbedingungen erforderlich. Schließlich wird dabei angenommen, dass keine Druckverluste (druckverlustfreie Prozesse) auftreten.

### 3.5 Verifizierung

Da in dieser Arbeit die Forschung nicht auf empirischer sondern auf mathematischer Basis stattfindet, soll zur Verifizierung der Ergebnisse der befolgten Berechnungsmethodik mit Ergebnissen von verlässlichen Quellen oder Softwares verglichen werden. Es soll somit festgestellt werden, ob dabei eventuell ein Fehler der Zustandspunkteparameter auftritt, oder ob die Komponenten korrekt ausgelegt sind.

#### 3.5.1 Verifizierung anhand der bisherigen Veröffentlichungen

In der Literatur finden sich verschiedene Vorgehensweisen und Simulationen des Kreisprozesses, wovon die Ausgaben nach Saleh et al. [23] und Tchanche et al. [97] als Referenzen besonders ausgewählt werden. Bei diesen wurden niedertemperierte Wässer (wie solarthermisch erhitztes Wasser mit einer Temperatur von 90 °C (Tchanche) sowie Geothermalwasser mit einer Temperatur von 100 °C (Saleh) als Wärmeträger) genutzt, welche den Typen und Temperaturspektren der Wärmeträger in dieser Arbeit weitgehend entsprechen.

Für eine genaue Verifizierung lassen sich gleiche Eingabegrößen sowie alle weiteren Randbedingungen der Referenzen in die vorliegende Rechenmethode einfließen. Anschließend werden auch gleiche Kriterien bewertet. In der Tab. 3.1 werden die aktuell erhaltenen Daten sowie Daten von Tchanche, bei gleichem Betriebszustand und für zwei Arbeitsfluide, verglichen. Um dabei festzustellen, welche Abweichungen sich zwischen den Referenzwerten (Ref.) und erhaltenen Werten (Akt.) ergeben, wird die relative Abweichung verwendet. Diese ergibt sich aus

$$RA = [(|y_{Ref.} - y_{Akt.}|)/y_{Ref.}] \cdot 100. \quad (3.53)$$

**Tab. 3.1:** Verifizierung der Berechnungsmethodik durch den Ergebnisvergleich mit Tchanche et al. [97].

<b>R134a</b>										
	$P_{Kon}$ [MPa]	$P_{Ver}$ [MPa]	$PR$ [-]	$\dot{V}_{T,aus}$ [m <sup>3</sup> /h]	$VFR$ [-]	$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	$\eta_{th}$ [%]	$\dot{Q}_{WT,zu}$ [kW]	$\Delta h_{lat}$ [kJ/kg]	$x$ [-]
<i>Tchanche</i> [97]	0,887	2,366	2,666	20,1	3,056	0,244	3,703	43,57	115,8	0,992
<i>Aktuell</i>	0,8868	2,3634	2,6650	20,1031	3,0601	0,2439	3,7029	43,5795	115,7337	1
<i>RA [%]</i>	0,022	0,109	0,037	0,015	0,134	0,041	0,002	0,022	0,057	0,806
<b>R152a</b>										
<i>Tchanche</i> [97]	0,794	2,108	2,652	21,95	2,839	0,154	3,985	42,92	200,2	0,977
<i>Aktuell</i>	0,7939	2,1051	2,6517	21,9250	2,8315	0,1534	3,9934	42,8335	201,1709	0,9766
<i>RA [%]</i>	0,012	0,137	0,011	0,114	0,264	0,389	0,210	0,201	0,484	0,041

**RB:**  $T_{Ver} = 75$  °C,  $T_{Kon} = 35$  °C,  $\eta_{is,T} = 0,70$ ,  $\eta_{T,mec} = 0,63$ ,  $\eta_{is,p} = 0,75$ ,  $T_{WT,ein} = 90$  °C,  $\dot{W}_n = 2$  kW.

Dabei sind:

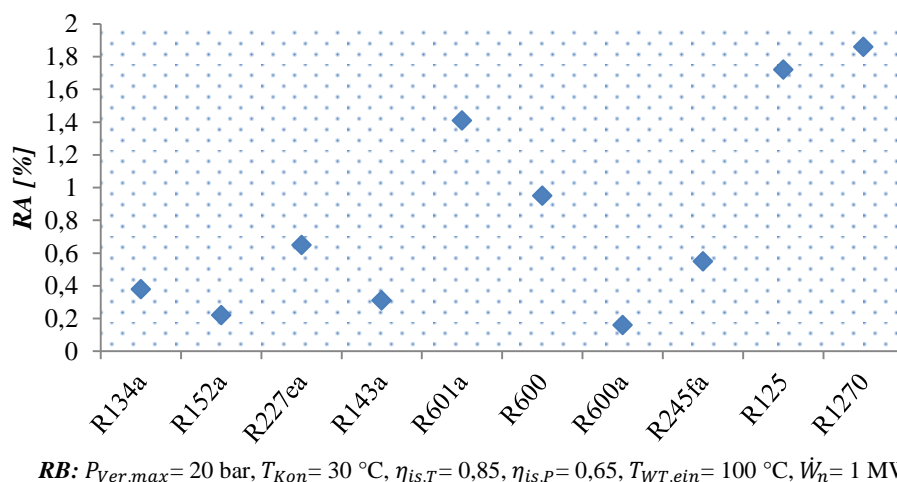
$$PR \quad \text{das Druckverhältnis, mit } PR = P_{Ver}/P_{Kon}. \quad (3.54)$$

$$\dot{V}_{T,aus} \quad \text{der Dampfvolumenstrom am Turbinenaustritt, mit } \dot{V}_{T,aus} = \dot{m}_{AM} \cdot v_5. \quad (3.55)$$

$VFR$	das volumetrische Expansionsverhältnis in der Turbine, mit $VFR = \dot{V}_{T,aus} / \dot{V}_{T,ein} = (\dot{m}_{AM} \cdot v_5) / (\dot{m}_{AM} \cdot v_4). \quad (3.56)$
$\Delta h_{lat} = q_{Ver}$	der spezifische Energiestrom des Verdampfers (Verdampfungswärme).
$\dot{Q}_{WT,zu}$	der vom Wärmeträger zugeführte gesamte Wärmestrom, mit $\dot{Q}_{WT,zu} = \dot{Q}_{Vor} + \dot{Q}_{Ver}.$
$x$	der Trockenheitsgrad des Dampfes am Turbinenaustritt.

Aus der Tab. 3.1 wird ersichtlich, dass die dargelegte Methodik eine sehr hohe Übereinstimmung mit derjenigen von Tchance aufweist, da sie Ausgaben mit sehr geringen relativen Abweichungen vorhersagt. Die höchste relative Abweichung von 0,8 % wird dabei für den Trockenheitsgrad von R134a abgeschätzt, während die kleinste Abweichung von nur 0,002 % für den thermischen Wirkungsgrad auch von R134a beträgt. Diese Werte sind insignifikant und können leicht vernachlässigt werden. Dies ist ebenso bei den anderen verglichenen Größen festzustellen. Somit liegt die Genauigkeit im Bereich von 99,2 bis 99,998 % verglichen mit Tchance.

Die Validierung anhand der Ergebnisse von Saleh erfolgte nur durch Quantifizierung der thermischen Wirkungsgrade von 10 Arbeitsmitteln bei den jeweils gleichen Bedingungen, deren relativen Abweichungen nach Gl. 3.53 die Abb. 3.3 angibt. Dabei zeigte sich, dass die relativen Abweichungen unterschiedliche, aber geringe Werte aufweisen, welche von 0,16 % bis 1,86 % variieren. Somit ist auch hier eine gute Genauigkeit zwischen 98,14 % und 99,84 %, verglichen mit Saleh, zu erwarten. Ein Unterschied der Stoffdatenquellen kann die Ursache für die resultierenden Abweichungen sein. Bei Saleh wurde die Backone-Zustandsgleichung zur Berechnung der Stoffdaten eingesetzt, während bei Tchance, wie in dieser Arbeit, das Programm REFPROP dafür genutzt wurde. Dies begründet wiederum die nahezu perfekte Übereinstimmung mit Tchance.



**Abb. 3.3:** Verifizierung der Berechnungsmethodik durch den Ergebnisvergleich mit Saleh et al. [23].

### 3.5.2 Verifizierung durch "EBSILON®Professional"

"EBSILON®Professional" ist eine Software zur thermodynamischen Auslegung und Simulation der Kreisprozesse und verfügt über zahlreiche unterschiedliche Bau- und Arbeitsmittelgruppen. In diesem Programm sieht die Kreisprozessauslegung genauso wie das symbolische Layout in der Abb. 2.1 aus. Zudem können auch die verwendeten Komponentenarten mit den Reinarbeitsmitteln ähnlich zu den für den bekannten Wasserdampfprozess '*steam turbine, condenser,...*' relevanten Arten ausgewählt werden. Dabei sollen aber die Komponentenports von '*2-Phase-liquid*' der flüssigen Phase des Arbeitsmittels und '*2-Phase-gaseous*' der gasförmigen zugeordnet werden [98].

Zur Durchführung der Simulationen sollen alle Grenzwerte und Festbedingungen der Komponenten eingestellt werden. Insbesondere soll die maximale Temperaturdifferenz zwischen der Wärmeträgertemperatur und der Verdampfungstemperatur am Verdampferaustritt '*Upper terminal temperature difference*' bei jedem ausgewählten Verdampfungsdruck immer so eingestellt werden, dass die Dampfüberhitzung oder eine unvollständige Verdampfung vermieden wird. Der Verdampfungsdruck zusammen mit dem Massenstrom des Arbeitsmittels ist dabei die wichtigste entscheidende Größe. Zur genauen Simulation sollen zuletzt die Toleranzen der Energiebilanz und Pinch-Punkt-Differenzen möglichst minimiert werden.

In diesem Programm werden die Simulationen mit einem Iterations- und Validierungsverfahren sowie einer Fehleranalyse umgesetzt. Tab. 3.2 stellt die Ergebnisse aus den beiden Programmen bei gleichen Randbedingungen und für zwei unterschiedliche Arbeitsmittel gegenüber.

**Tab. 3.2:** Verifizierung der Berechnungsmethodik anhand der Software "EBSILON®Professional".

Fluid	R134a (isentrop)			R245fa (trocken)		
	Matlab	EBSILON® Professional	RA [%]	Matlab	EBSILON® Professional	RA [%]
$P_{Ver} [bar]$	20,00	20,00	0	7,00	7,00	0
$T_4 [^{\circ}C]$	67,480	67,481	~ 0	75,275	75,275	0
$\dot{m}_{AM} [kg/s]$	0,898	0,898	0	0,529	0,529	0
$P_{Kon} [bar]$	6,653	6,653	0	1,482	1,482	0
$T_5 [^{\circ}C]$	25,00	25,00	0	38,981	38,890	~ 0
$x [-]$	0,994	0,993	0,1	-	-	-
$\dot{W}_T [kW]$	15,491	15,447	0,2	11,968	11,960	~ 0
$\dot{W}_P [kW]$	1,244	1,239	0,4	0,272	0,273	0,4
$\dot{Q}_{Vor} [kW]$	57,276	57,490	0,3	36,643	36,683	0,1
$\dot{Q}_{Ver} [kW]$	115,583	115,225	0,3	82,844	82,757	0,1
$\dot{Q}_{Kon} [kW]$	158,611	158,508	~ 0	107,792	107,754	0,03
$T_{WT,2} [^{\circ}C]$	72,480	72,565	0,11	80,275	80,312	0,04
$T_{WT,3} [^{\circ}C]$	58,843	58,823	0,03	71,550	71,558	0,01

**RB:**  $\eta_{is,T} = 0,8$ ,  $\eta_{is,P} = 0,8$ ,  $T_{WT,ein} = 100\text{ }^{\circ}C$ ,  $T_{KW,ein} = 15\text{ }^{\circ}C$ ; Wärmeträger ist Wasser.

Der Vergleich ergibt eine sehr hohe Übereinstimmung der Parameter sowie der Energieströme, welches auch für das Auskühlungsverhalten des Wärmeträgers gilt. Somit funktioniert die angewandte Berechnungsmethodik korrekt und kann nun als

Grundrechenmodell in den Berechnungen der betrachteten ORC-Systeme gleicher Form, Baugruppen und Auslegungsparameter verwendet werden. Alle erweiterten ORC-Systeme, im Kapitel 6, werden analog dazu modelliert und simuliert.

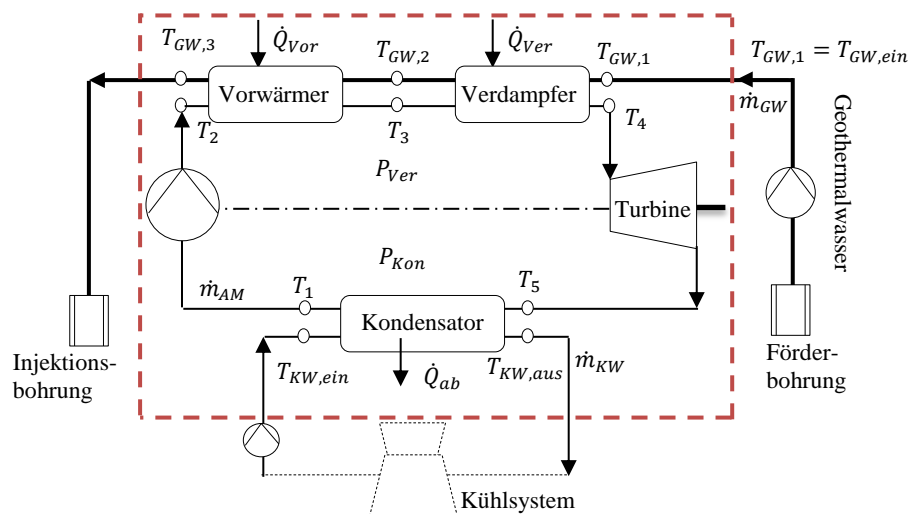
Zu Schaffung sicherer Simulationsergebnisse werden weiterhin alle über "Matlab" berechneten Modelle durch "EBSILON®Professional" auch ausgelegt und für frei ausgewählte Bedingungen verifiziert. In diesem Zusammenhang sei darauf hingewiesen, dass die meisten Simulationen mit Hilfe von "EBSILON®Professional" möglich sind. Jedoch sind sie wegen zahlreicher untersuchter Bedingungen und Arbeitsmittel und folglich Ergebnisse sehr aufwendig. Dabei muss das gesamtheitliche System für jeden Betriebspunkt zum Erreichen des richtigen Betriebszustandes kalibriert werden, so dass keine Fehlermeldung auftritt. Bei Selbstprogrammierung über Matlab oder ähnliches können alle Fehler im Vorfeld vermieden werden. Zudem können zahlreiche Arbeitsmittel sowie breite parametrische Variationsbereiche leichter untersucht werden. Ebenfalls können die optimalen Betriebszustände, sowohl im Fall des eigenständigen Kraftwerks als auch im Rahmen der KWK, unter allen Bedingungen und Eingrenzungen durch Entwicklung von besonderen Algorithmen automatisch ausgesucht und identifiziert werden.

## 4 Analyse der geothermischen Systeme: Derzeitige Fluide und Modelle

In diesem Kapitel werden die geothermischen Rahmenbedingungen und Bewertungskriterien für die vorliegende Studie definiert, worauf auch auf die Technik mit den üblichen Fluiden und Wärmekopplungsmodellen (vgl. Abb. 2.9) eingegangen wird und dessen Unzulänglichkeiten näher identifiziert werden.

### 4.1 Systemspezifikation: Zusammenhänge und Bedingungen

In einem Binärsystem wird das heiße Wasser des Geothermalkreislaufes (Primär- bzw. Antriebskreislauf) aus einer Förderbohrung über Wärmetauscher zur Injektionsbohrung gepumpt. Bei alleiniger Stromherstellung über den ORC (Kraftwerk) als Sekundärkreislauf soll theoretisch die Wärmeübertragung im Vorwärmer und Verdampfer idealerweise erfolgen (Abb.4.1). Bei dieser Nutzungsabsicht wird ausreichend Flexibilität zur besten Anpassung des Prozesses an die Ressourcencharakteristik (Temperatur und Förderrate) geboten, um das volle Ressourcenpotenzial auszuschöpfen.



**Abb. 4.1:** Detaillierte ORC-Parameter als geothermisches eigenständiges Kraftwerk.

\* Begriff des Geothermalwassers (GW) bezeichnet den Wärmeträger ( $WT \equiv GW$ ).

Bei der Kraft-Wärme-Kopplung besteht dagegen das volle Ressourcenpotenzial zur technischen Erzeugung nicht, wobei ein Teil davon zur thermischen Erzeugung über ein Heizsystem (-werk) (als zweiter Sekundärkreislauf) geschöpft wird. Die Ausnutzung der Ressource sowie der Kreisprozesszustand unterscheiden sich dabei nach der gewählten Kopplungs- bzw. Schaltungsart. Die derzeit bekannten Typen- Serien- und Parallelmodell - zusammen mit den Temperaturprofilen der Wärmezufuhrprozesse und Parametersatz sind in der Abb. 4.2. und 4.3 detailliert dargestellt.



Im Prinzip sind dabei die thermodynamischen Zusammenhänge des Kreisprozesses unberührt erhalten. Der Kreislauf des Heizwassers (Wasser der Wärmenetze) im Heizsystem ist ebenfalls schaltungsunabhängig und wird ganz üblich durch die Vor- und Rücklauftemperaturen ( $T_{vor}, T_{rück}$ ), Massenstrom ( $\dot{m}_{HS}$ ) und folglich den Wärmestrom ( $\dot{Q}_{HS}$ ) gekennzeichnet. Der nützliche Exergiestrom des Wärmestroms berechnet sich somit nach

$$\dot{Ex}_{HS} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{HS}}\right) \cdot \dot{Q}_{HS} = \dot{m}_{HS} \cdot [(h_{vor} - h_{rück}) - T_0 \cdot (s_{vor} - s_{rück})]. \quad (4.1)$$

Der wesentliche Unterschied zwischen den beiden Schaltungsmodellen liegt in der Kopplung mit dem Primär- bzw. Antriebskreislauf, welches demzufolge über unterschiedliche Stellgrößen (Regelelemente) gesteuert werden soll. Weiter unten werden diese Unterschiede sowie die schaltungsspezifischen Bedingungen (Stellgrößen) kurz hervorgehoben.

#### 4.1.1 Seriensystem (-modell)

Nach Abb. 4.2 wird das Geothermalwasser zuerst ins Kraftwerk eingespeist und teilweise bis zu einem bestimmten Temperaturniveau ausgekühlt, bevor es das Heizsystem durchfließt und die Wärme dort weiter abgibt. Mit dieser Anordnung wird seine Auskühlung im Kraftwerk ( $T_{GW,1} \rightarrow T_{GW,3}$ ) durch die thermischen Parameter des Heizwerks nach unten begrenzt. Dies kann aber nur durch die Temperatur ( $T_{GW,3}$ ) (als Stellgröße) zwischen den beiden Mechanismen geregelt werden. Diese Temperatur wird grundsätzlich von der Kreisprozesseite nach Gl. 3.36 bestimmt und muss immer zugleich den Heizsystembedarfen bzw. -parametern entsprechen. Damit muss sie in Abhängigkeit davon zugewiesen werden ( $T_{GW,3}(\dot{Q}_{HS}, T_{vor}, T_{rück}, \Delta T_{pp})$ ). Die Energiebilanz des Heizsystems sowie Einhaltung der Pinch-Punkt-Differenz ( $\Delta T_{pp}$ ) sind dafür erforderlich, mit

$$T_{GW,3} \geq T_{vor} + \Delta T_{pp} \text{ \& } T_{GW,4} \geq T_{rück} + \Delta T_{pp}, \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{HS} = \dot{m}_{GW} \cdot c_{p,GW} \cdot (T_{GW,3} - T_{GW,4}) = \dot{m}_{HS} \cdot c_{p,HS} \cdot (T_{vor} - T_{rück}). \quad (4.3)$$

Aus Kombinierung der beiden letzten Gleichungen ergibt sich

$$T_{GW,3} \geq [\dot{Q}_{HS}/(\dot{m}_{GW} \cdot c_{p,GW})] + (T_{rück} + \Delta T_{pp}) \text{ \& } T_{GW,3} \geq T_{vor} + \Delta T_{pp}. \quad (4.4)$$

Aus der Gl. 3.36 folgt

$$\begin{aligned} [T_{GW,ein} - \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2)}{\dot{m}_{GW} \cdot c_{p,GW}}] = T_{GW,3} &\geq [\dot{Q}_{HS}/(\dot{m}_{GW} \cdot c_{p,GW})] + (T_{rück} + \Delta T_{pp}) \text{ \& } \\ &\geq T_{vor} + \Delta T_{pp}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Die letzte Gleichung repräsentiert die spezifische Bedingung solcher Anordnungen bei Einhaltung des wärmezugeführten Betriebsmusters. Sie erlaubt den Eingriff in die

thermodynamischen Kreisprozessparameter und legt auch die maximale Umsetzung der Wärme- oder Exergieströme fest.

Die Exergievernichtung des Heizsystems (als Wärmeübertrager) ist dementsprechend

$$\dot{I}_{HS} = T_0 \cdot \{ [\dot{m}_{HS} \cdot (s_{vor} - s_{rück})] - [\dot{m}_{GW} \cdot (s_{GW,3} - s_{GW,4})] \}. \quad (4.6)$$

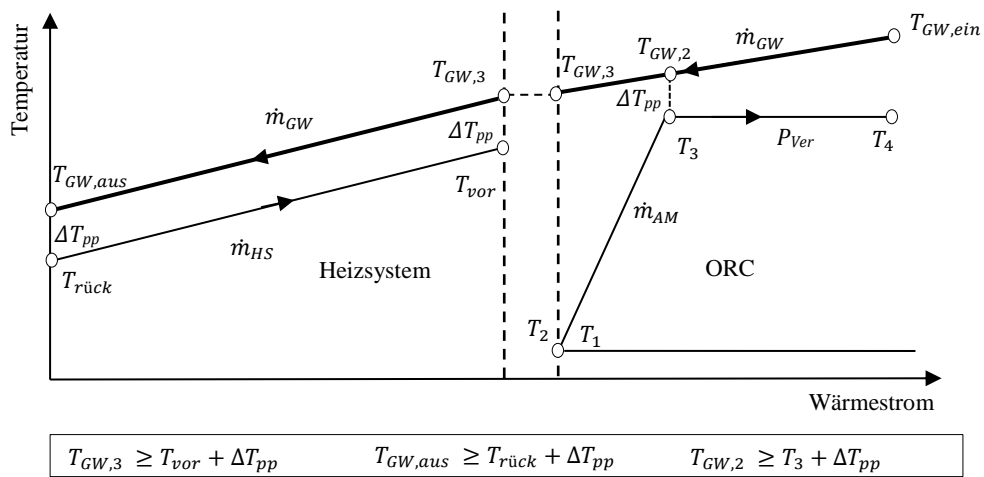
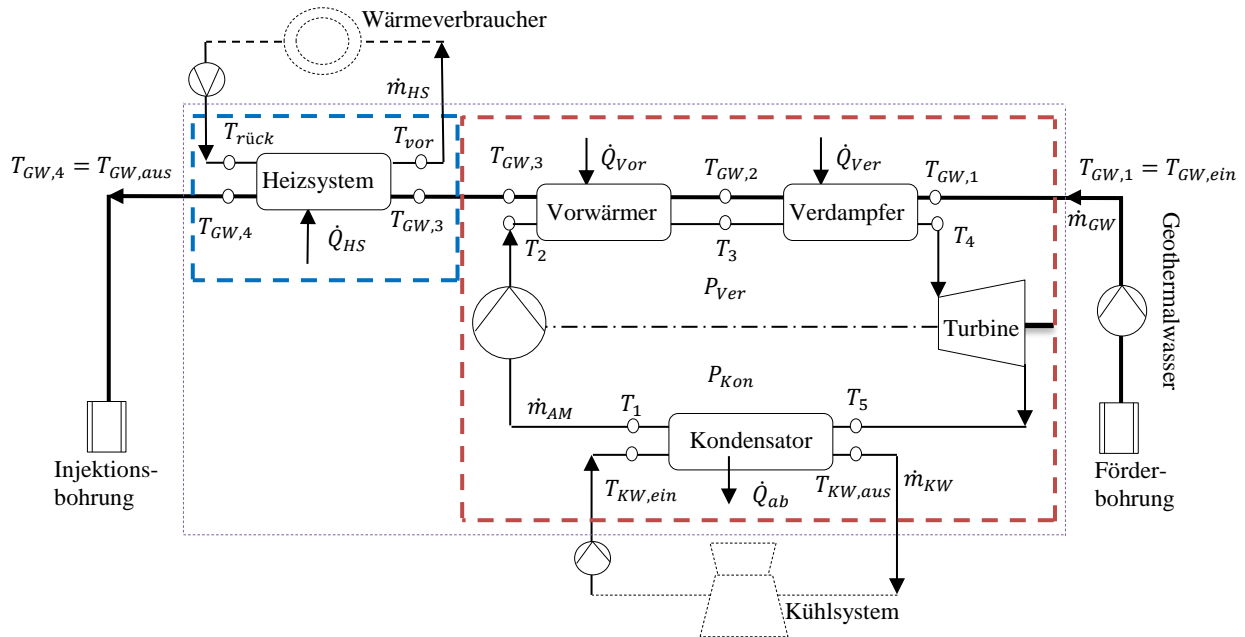
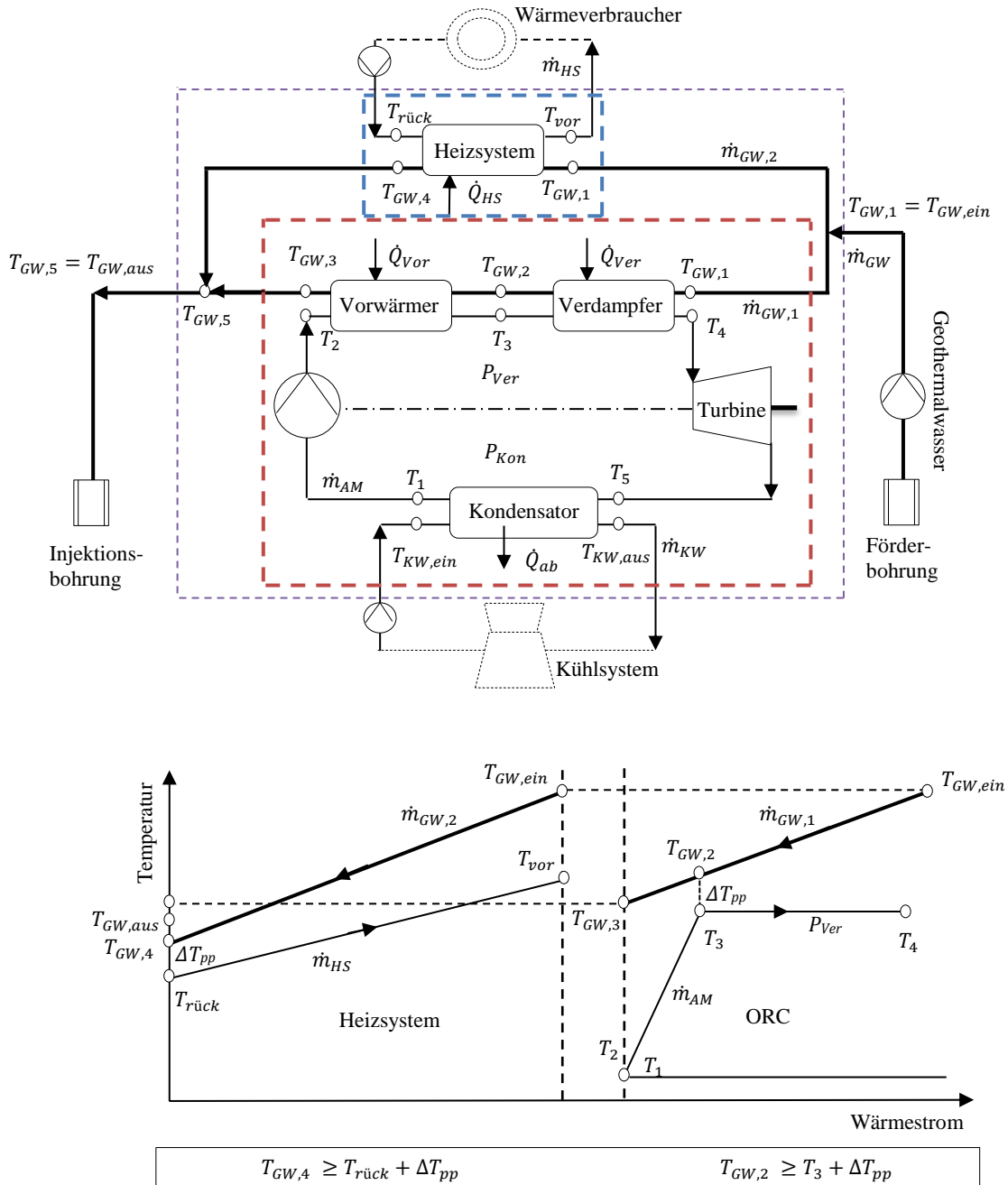


Abb. 4.2: Detaillierte parametrische Darstellung des geothermischen KWK-Serienmodells (ORC/Heizsystem).

#### 4.1.2 Parallelsystem (-modell)

In dieser Anordnung wird nicht in den thermodynamischen Kreisprozesszustand eingegriffen. Dabei wird das Geothermalwasser in Abhängigkeit des Heizsystembedarfes aufgespalten und dann werden die dadurch resultierenden Teilströme mit ihren ursprünglichen Temperaturen gleichzeitig in die beiden Mechanismen eingespeist (Abb. 4.3). In der Abb. 4.3 sieht man

daher zwei separate Temperaturprofile der Auskühlung des Geothermalwassers ( $T_{GW,1} \rightarrow T_{GW,3}, T_{GW,1} \rightarrow T_{GW,4}$ ).



**Abb. 4.3:** Detaillierte parametrische Darstellung des geothermischen KWK-Parallelmodells (ORC/Heizsystem).

Als Stellgröße steht der Massenstromanteil im Heizsystem  $\dot{m}_{GW,2}$  zur Verfügung und wird anhand der Energiebilanz und unter Einhaltung der Pinch-Punkt-Differenz ( $\Delta T_{pp}$ ) vereinfacht ermittelt  $\dot{m}_{GW,2}(\dot{Q}_{HS}, T_{vor}, T_{rück}, \Delta T_{pp})$ , mit

$$T_{GW,1} \geq T_{vor} + \Delta T_{pp} \text{ \& } T_{GW,4} \geq T_{rück} + \Delta T_{pp}, \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{HS} = \dot{m}_{GW,2} \cdot c_{p,GW} \cdot (T_{GW,1} - T_{GW,4}) = \dot{m}_{HS} \cdot c_{p,HS} \cdot (T_{vor} - T_{rück}), \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_{GW,2} \geq [\dot{Q}_{HS} / (C_{p,GW} \cdot (T_{GW,1} - T_{rück} - \Delta T_{pp}))] \& T_{GW,1} \geq T_{vor} + \Delta T_{pp}. \quad (4.9)$$

Dadurch wird der restliche Anteil  $\dot{m}_{GW,1}$  und damit die Umsetzung der Wärme- oder Exergieströme im Kreisprozess für einen frei wählbar thermodynamischen Zustand quantifiziert.

$$\dot{m}_{GW,1} = \dot{m}_{GW} - \dot{m}_{GW,2}. \quad (4.10)$$

Die Exergievernichtung des Heizsystems (als Wärmeübertrager) ist in diesem Fall

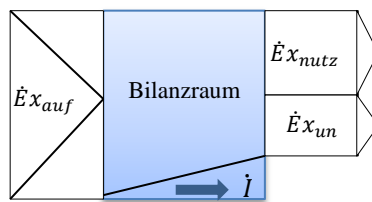
$$\dot{I}_{HS} = T_0 \cdot \{[\dot{m}_{HS} \cdot (s_{vor} - s_{rück})] - [\dot{m}_{GW,2} \cdot (s_{GW,1} - s_{GW,4})]\}. \quad (4.11)$$

In Bezug auf die Kreisprozesstechnologie unterscheiden sich weiterhin die Heizkraftwerke, neben der Kopplung mit dem Geothermalwasser, auch durch das Kühlkonzept des Kondensators. Dazu zählen Nasskühltürme, Fließwasserkühlung und luftgekühlte Kondensatoren [6]. Aber dies ist hier nicht der Fall.

## 4.2 Bewertungskriterien

Laut DiPippo [99] sowie in Anlehnung an die bisherigen Forschungen wird der exergetische Wirkungsgrad (nach dem 2. Hauptsatz) als wichtigste Kennzahl zur Beurteilung der totalen Effizienz eines Umwandlungsaggregats einer Geothermalressource ausgewählt. Er gibt an, wie viel von dem verfügbaren bzw. aufgewendeten Exergiestrom ( $\dot{E}x_{auf}$ ) tatsächlich in nutzbaren Exergiestrom ( $\dot{E}x_{nutz}$ ) umgewandelt werden kann (Abb. 4.4), mit

$$\eta_{Ex} = \dot{E}x_{nutz} / \dot{E}x_{auf} = 1 - (\dot{E}x_{un} + \dot{I}) / \dot{E}x_{auf}. \quad (4.12)$$



**Abb. 4.4:** Exergiebilanz bei Input-Output-Betrachtung.

In den vorliegenden Betrachtungen ist der betreibende Exergiestrom des Geothermalwassers am Einlass ( $\dot{E}x_{GW,ein}$ ) der einzige aufgewendete Exergiestrom. Mit einer Wärmekopplung werden die Nettoleistung des Kreisprozesses als entropiefreier Exergiestrom ( $\dot{W}_n$ ) sowie der erlangte Exergiestrom des Heizsystems ( $\dot{E}x_{HS}$ ) als nutzbare Exergieströme gewertet. Damit erhält man dabei zwei Verlustvarianten der Exergie. Neben den Verlusten durch

Irreversibilität, die auch als interne Exergieverluste (Exergievernichtung:  $\dot{I}_{ORC}, \dot{I}_{HS}$ ) bezeichnet werden, werden so auch äußere Exergieverluste durch ungenutzten Exergieteil in Bezug auf den Umgebungszustand berücksichtigt ( $\dot{E}x_{GW,un}$ ).

Mit dieser Herangehensweise bestimmt sich der exergetische Wirkungsgrad mit/ohne KWK-Option folgendermaßen:

$$\eta_{Ex} = \dot{W}_n / \dot{E}x_{GW,ein} \quad (\text{ohne KWK}), \quad (4.13)$$

$$\eta_{Ex} = (\dot{W}_n + \dot{E}x_{HS}) / \dot{E}x_{GW,ein} \quad (\text{mit KWK}). \quad (4.14)$$

Die Exergie des Stoffstroms am Systemeinlass kann mit Hilfe der Gl. 3.4 berechnet werden:

$$\dot{E}x_{GW,ein} = \dot{m}_{GW} \cdot [(h_{GW,ein} - h_{GW,0}) - T_0 \cdot (s_{GW,ein} - s_{GW,0})]. \quad (4.15)$$

Die Gl. 4.14 könnte dadurch lauten:

$$\eta_{Ex} = \frac{(\dot{W}_n + \dot{E}x_{HS})}{\dot{m}_{GW} \cdot [(h_{GW,ein} - h_{GW,0}) - T_0 \cdot (s_{GW,ein} - s_{GW,0})]}. \quad (4.16)$$

Ähnliches gilt für den ungenutzten Exergiestrom am Systemauslass:

$$\dot{E}x_{GW,un} = \dot{m}_{GW} \cdot [(h_{GW,aus} - h_{GW,0}) - T_0 \cdot (s_{GW,aus} - s_{GW,0})]. \quad (4.17)$$

Zur Ermittlung der kalorischen Größen  $h_{GW,aus}, s_{GW,aus}$  wird die Temperatur am Auslass  $T_{GW,aus}$  benötigt, die für Beurteilung dieses Exergieverlustteils bei einer relevanten hiesigen Umgebungstemperatur ( $T_0$ ) entscheidend ist, mit

$$T_{GW,aus} = T_{GW,ein} - [\sum \dot{Q}_{GW,zu} / (\dot{m}_{GW} \cdot c_{p,GW})]. \quad (4.18)$$

Entsprechend dem Ziel dieser Arbeit liegt die technische Leistungserzeugung ( $\dot{W}_n$ ) in einem besonderen Fokus, wobei sie der objektive Faktor aller Optimierungsansätze ist. So lässt sich die höchste Nettoleistung dem idealen exergetischen Wirkungsgrad zuordnen. Der nützliche Exergiestrom des Wärmeverbrauchers ändert sich nur mit Veränderung der thermischen Bedarfe (Gl. 4.1). Der exergetische Wirkungsgrad ist jedoch für die Auswertung der Gesamteffizienz der Exergiewandlung maßgeblich.

### 4.3 Ausgangspunkte und Rahmenbedingung

Zu Beginn der Analyse der Technologie ist wichtig, Rahmenbedingungen zu definieren. Vor allem wird von bestimmten Merkmalen des Wärmeträgers ausgegangen. Es bestehen dabei keine Restriktionen an seiner Reinjektionstemperatur; d.h. keine Auskühlungsgrenzen. Dies betrifft wiederum nicht schwer korrosiven Wärmeträgertyp bzw. verringerte Mineralisation. Es wird von einer Temperaturspanne am Einlass bis max. 120 °C ausgegangen. Die Studie wird zudem spezifisch durchgeführt, wobei alle Ergebnisse und Kennwerte sich auf 1 kg/s

Förderrate beziehen werden. Die spezifische Wärmekapazität ist zudem unverändert zu halten. In einem Temperaturbereich von ca. 25 °C bis ca. 120 °C variiert die spezifische Wärmekapazität von reinem Wasser um weniger als 1,5 %. Diese Variationsbreite hat keinen signifikanten Einfluss auf die nachfolgend abgeleiteten Aussagen. Dies gilt auch für die spezifischen Wärmekapazitäten des Heiz- und Kühlwassers.

Die Heizkraftwerke sind wärmezugeführte Typen, wobei die Heizsystembedarfe im Vordergrund stehen. Es wird auch nur von zentralen Kraft- oder Heizkraftwerken ausgegangen, wobei die thermische und technische Erzeugung im großen Maßstab realisiert werden.

Im Hinblick auf die Bedarfe des Heizsystems soll die Vorlauftemperatur entsprechend dem im Nah- oder Fernwärmenetz relevanten Bereich (60 - 90 °C) angesetzt werden. Für 1 kg/s Förderrate und 100 °C Temperatur des Geothermalwassers werden Heizlasten zwischen 50 - 175 kW ausgewählt. Dabei macht die Mindestschwelle einen kleinen Energieanteil der Gesamtwärmeträgerenergie aus, die obere Schwelle aber einen sehr großen Anteil. Für die Rücklauftemperatur wird eine Reihe am Eintritt des Heizsystems von 35 bis 60 °C betrachtet. Weiterhin werden in Anlehnung an Heberle und Kim [34, 35, 36] die Vor- und Rücklauftemperatur die Nennwerte 75/50 °C besitzen.

Die Pumpen der externen Kreisläufe (Heizsystem- sowie Kondensatorpumpe) haben nur marginalen Einfluss und liegen daher außerhalb des Interesses. Ebenfalls hat die Förderpumpe des Geothermalwassers mit der obertägigen Einrichtung nicht zu tun und ist daher zu vernachlässigen. Die Wärmeverluste in allen Wärmeübertragern werden auch nicht berücksichtigt (Idealfall). In der Tab. 4.1 sind die festen Randbedingungen gemeinsam mit den o.g. Nennwerten sowie die Grenzwerte des Druckparameters zusammengestellt.

**Tab. 4.1:** Feste Randbedingungen und Standardparameter der geothermischen Untersuchungen.

<i>Parameter</i>	<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Wert</i>
Umgebungstemperatur	$T_0$	°C	20
Pinch-Punkt-Differenz für alle Wärmetauscher	$\Delta T_{pp}$	°C	5
Kondensationstemperatur auf der Taulinie	$T_{kon,tl}$	°C	25
Maximaler erlaubter Arbeitsdruck im Kreisprozess	$P_{max}$	bar	$0,9 \cdot P_{kr}$
Kühlwassertemperatur am Kondensatoreintritt	$T_{KW,ein}$	°C	15
Isentropischer Wirkungsgrad der Turbine	$\eta_{is,T}$	-	0,8
Isentropischer Wirkungsgrad der Pumpe	$\eta_{is,P}$	-	0,8
Nenntemperatur des Geothermalwassers (unter starkem Druck)	$T_{GW,ein}$	°C	100
Der Massenstrom des Geothermalwassers	$\dot{m}_{GW}$	kg/s	1
Nennvorlauftemperatur des Heizungssystems	$T_{vor}$	°C	75
Nennrücklauftemperatur des Heizungssystems	$T_{rück}$	°C	50

#### 4.4 Effekt der Frischdampfparameter mit standardisierten Reinfluiden

Die oberen Prozessparameter (Frischdampfparameter: Verdampfungsdruck und -temperatur) sind fürs ORC-System maßgeblich, wodurch die erzielte Leistung, die Wärmeströme in allen Wärmeübertragern sowie die Dimensionierung der Baugruppen beeinflusst werden (Guo et al. [39]). Eine Vertiefung der Kenntnisse darüber kann aber auch die Grundlage zum Auswählen

eines verbesserten thermodynamischen Zustandes des Kreisprozesses bei einer Wärmekopplung bilden. Deswegen wird diesem Aspekt besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Dabei werden zusätzlich vier Reinarbeitsmittel aus den bekannten Gruppen (Tab.4.2) simuliert, welche sich an verschiedene Literaturempfehlungen anlehnen. Dies stellt wiederum eine zweite Variable für die Prozessbeurteilung dar.

**Tab. 4.2:** Chemische und thermophysikalische Eigenschaften von vier gewählten Reinarbeitsmitteln.

<i>Fluid</i>	<i>Ersatz für</i>	<i>Chemische Bezeichnung</i>	<i>Kritische Temperatur</i>	<i>Sicherheits- gruppe</i>	<i>ODP</i>	<i>GWP</i>	<i>Fluidtyp</i>
<i>R134a</i>	<i>R12</i> <i>R22</i>	<i>CH<sub>2</sub>FCF<sub>3</sub></i>	<i>101,1 °C</i>	<i>A1</i>	<i>0</i>	<i>1430</i>	<i>isentrop</i>
<i>R227ea</i>	<i>R114</i>	<i>C<sub>3</sub>HF<sub>7</sub></i>	<i>101,75 °C</i>	<i>A1</i>	<i>0</i>	<i>3220</i>	<i>trocken</i>
<i>R601a</i>	<i>R22</i>	<i>C<sub>5</sub>H<sub>12</sub></i>	<i>187,2 °C</i>	<i>A2</i>	<i>0</i>	<i>11</i>	<i>trocken</i>
<i>R245fa</i>	<i>R11</i>	<i>C<sub>3</sub>H<sub>3</sub>F<sub>5</sub></i>	<i>154,1 °C</i>	<i>B1</i>	<i>0</i>	<i>1030</i>	<i>trocken</i>

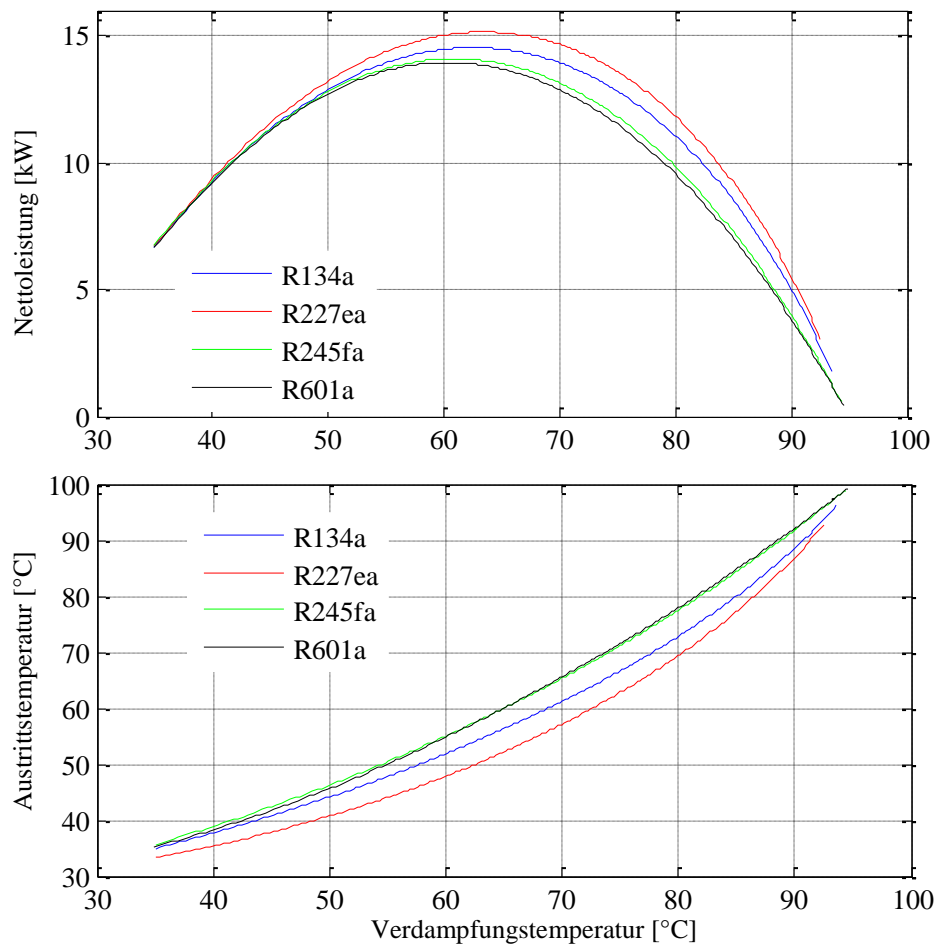
Für reine Stoffe existiert im Phasengleichgewicht nur ein Freiheitsgrad (Gibbssche Phasenregel). Die Änderung des Verdampfungsdrucks ist daher gleichbedeutend mit Änderung der jeweiligen Verdampfungstemperatur. Der Verdampfungsdruck wird somit mit der Verdampfungstemperatur beschrieben, um ähnliche Kennlinien aus verschiedenen Einstofffluiden in einem Diagramm einsichtiger und konsequenter darzustellen. Ursächlich hierfür ist, dass die Fluide ein ähnliches Temperaturspektrum aber deutlich abweichende Drücke unter gleichen Rahmenbedingungen aufweisen können (abgeleitet von Stoffeigenschaften).

Besondere Schwerpunkte sind dabei die Nettoleistung und die Auskühlungstemperatur des Geothermalwassers, deren Verläufe für mehrere Verdampfungstemperaturen in der Abb. 4.5 veranschaulicht sind. Für die gewählte Vorgehensweise stellt sich ein idealer Verdampfungspunkt ein, bei dem die Nettoleistung ein bestmögliches Niveau erreicht. Dieses Resultat wurde von Köhler [9] sowie Guo et al. [39] bereits bestätigt. Die Geothermalwassertemperatur am Austritt wächst dagegen mit einem nahezu exponentiellen Verlauf an.

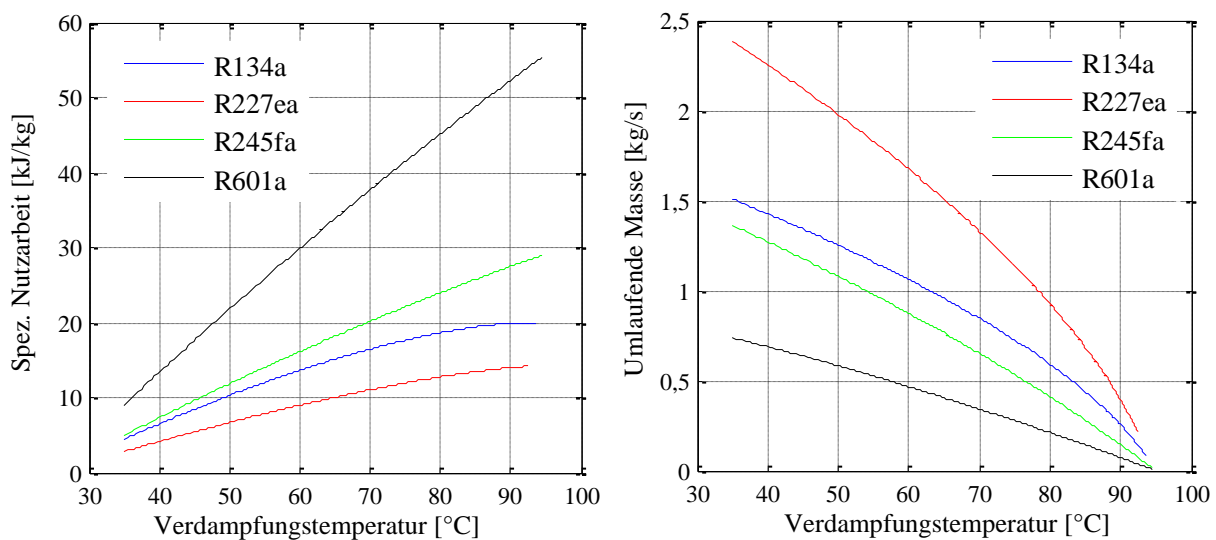
Das Leistungsoptimum entsteht durch Gegenüberstellung der steigenden spezifischen Arbeit und des sinkenden Massenstroms des Arbeitsmittels (Abb. 4.6). Der Anstieg der spezifischen Arbeit lässt sich vor allem auf den steigenden Enthalpieabfall in der Turbine bei konstanten Kondensationsparametern zurückführen. Die thermodynamische Limitierung durch die Pinch-Punkt-Differenz im Verdampfer und damit die kontinuierliche Verringerung der Differenz zwischen der Quelltemperatur und Verdampfungstemperatur ist der Grund für die Verringerung des Massenstroms (Gl. 3.31). Dadurch werden auch immer kleiner werdende Wärmeströme im Vorwärmer und Verdampfer umgesetzt, womit das Wachstum der Geothermalwassertemperatur am Austritt verknüpft ist.

In diesem Kontext weisen die organischen Medien, die durch hohe kritische Temperaturen und starke Abhängigkeit der kalorischen Größen von der Temperatur gekennzeichnet sind, auch eine große latente Verdampfungswärme sowie einen höheren Enthalpiegehalt auf. Dadurch werden große Enthalpiegefälle und damit spezifische Arbeiten aber kleine

umlaufende Massen versprochen (z.B. R601a). Fluide mit hiervon abweichenden Zusammenhängen haben gegenteilige Merkmale (z.B. R227ea).



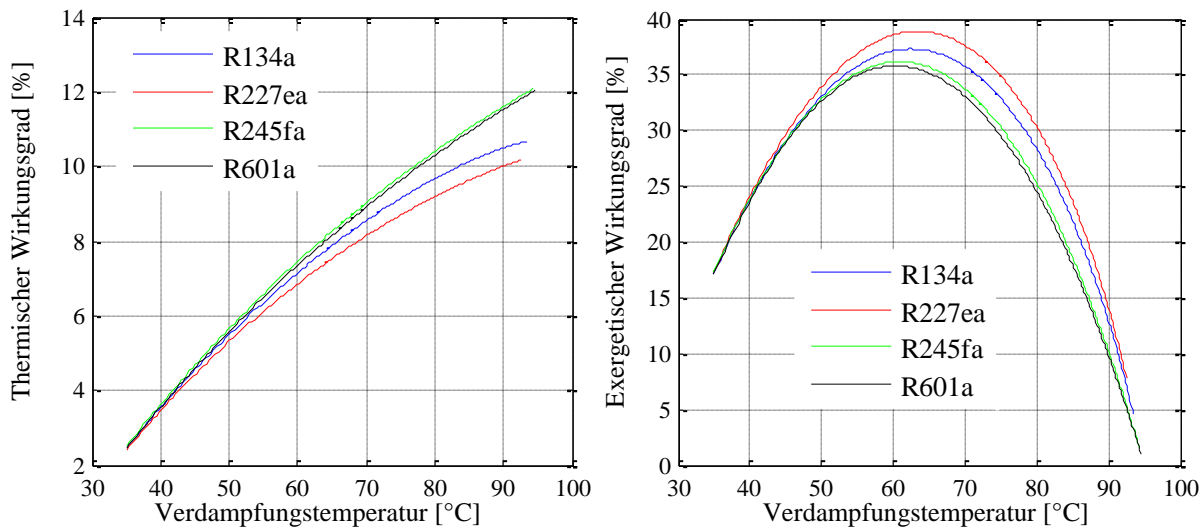
**Abb. 4.5:** Nettoleistung (oben) und Auskühlungstemperatur (unten) mit vier standard. Reinfluiden in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur /  $T_{GW, \text{ein}} = 100 \text{ °C}$ .



**Abb. 4.6:** Massenstrom (rechts) und spezifische Nutzarbeit (links) mit vier standard. Reinfluiden in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur /  $T_{GW, \text{ein}} = 100 \text{ °C}$ .

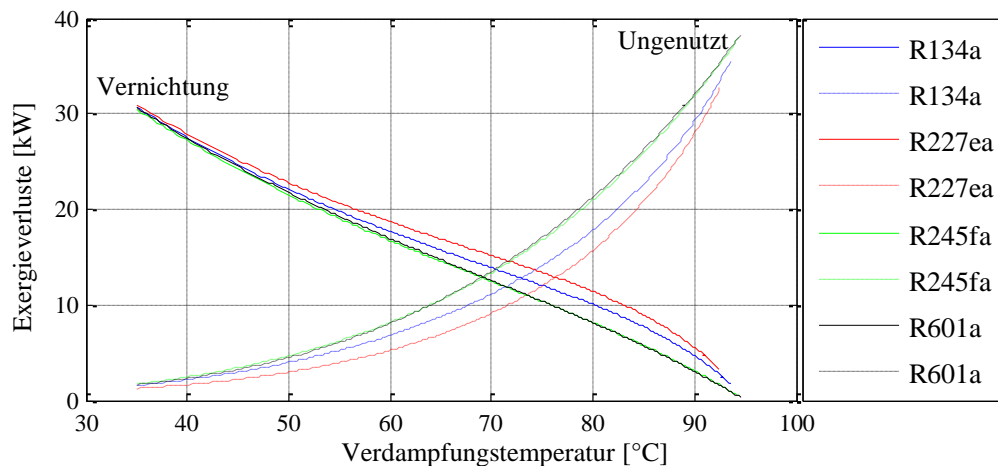


Auf dieser Basis können sich Argumentationen nach den Hauptsätzen der Thermodynamik herleiten. Der thermische Wirkungsgrad folgt zum größten Teil der spezifischen Arbeit und hat somit andauernd steigende Tendenz, unabhängig von den globalen Energieströmen. Dagegen entspricht der exergetische Wirkungsgrad qualitativ dem Verlauf des globalen technischen Arbeitsstroms (Nettoleistung) und zeigt ein Optimum bei dem gleichen Punkt. Deswegen sind die Regelungen zur Optimierung der beiden Größen nicht identisch (Abb. 4.7).



**Abb. 4.7:** Thermischer (links) und exergetischer (rechts) Wirkungsgrad mit vier standard. Reinfluiden in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur /  $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .

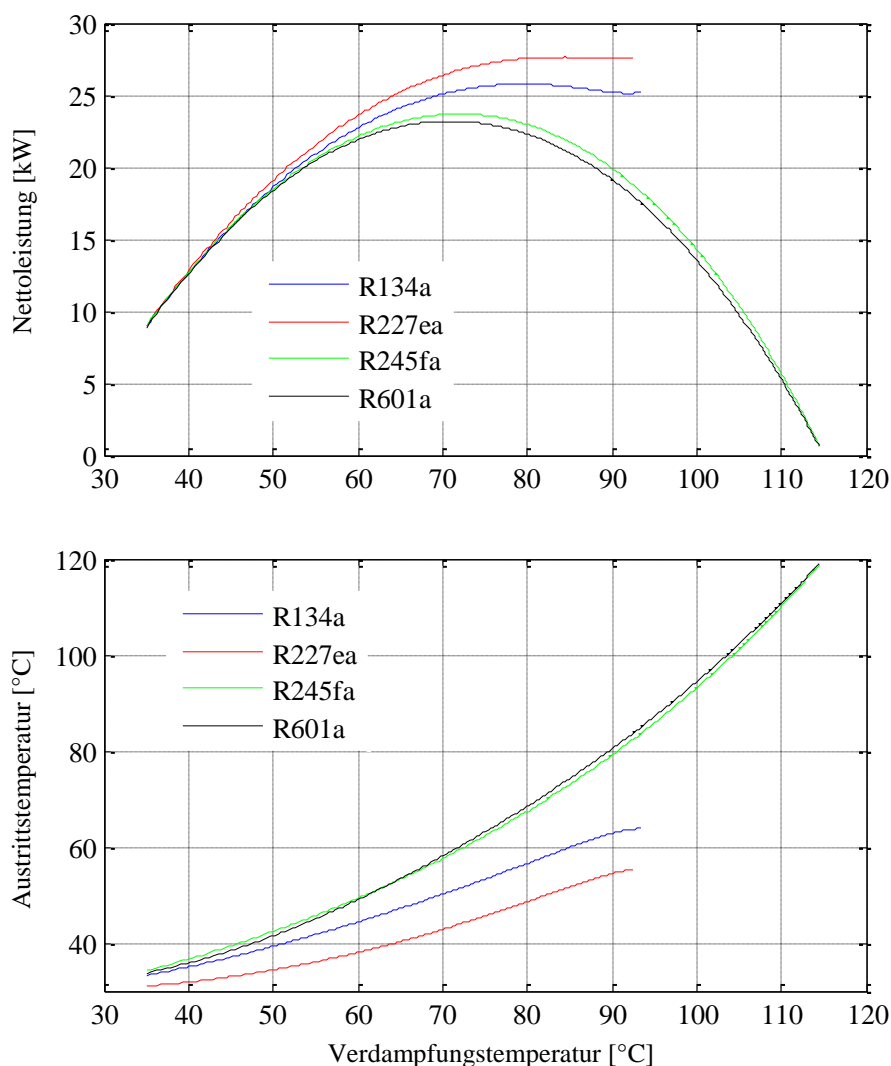
Besonders hervorzuheben ist hierbei, dass ein großer Anteil um mehr als 60 % der technischen Arbeitspotenziale (bzw. treibende Exergie) nicht genutzt wird. Man kann dies durch die gesamten Exergieverluste als restlicher Anteil des betreibenden Exergiestroms ( $100 - \eta_{Ex}$ ) ausdrücken. Im Hinblick auf die Elemente der Exergieverluste erhöht sich der ungenutzte Teil aufgrund der steigenden Austrittstemperatur des Geothermalwassers, wogegen der Vernichtungsanteil sich aufgrund der sich vermindern umgesetzten Wärmeströme kontinuierlich verringert (Abb. 4.8).



**Abb. 4.8:** Exergieverluste mit vier standard. Reinfluiden in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur /  $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .

Die Steuerung der oberen Prozessparameter ermöglicht somit das Erreichen einer bestimmten Auskühlungstemperatur des Wärmeträgers oder einer idealen Nettoleistung. Dabei ist der Bereich links des Leistungsmaximums energetisch und exergetisch absolut nicht sinnvoll und muss vermieden werden. Im rechten Bereich sinkt auch die Nettoleistung, jedoch steigt die Temperatur und damit das technische Potenzial des Wärmeträgers am Austritt (s. auch Köhler [9]) an. Aus den vorstehenden Grafiken ist darüber hinaus zu erkennen, dass die Verhaltensweisen der Charakteristiken von einem etwaigen Fluidprozess unabhängig und hier absolut zutreffend sind.

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die Differenz zwischen der kritischen Temperatur des Fluides und der Quellentemperatur. Im betrachteten Fall liegen die kritischen Temperaturen der gewählten Fluide über der hier zugrunde gelegten Temperatur des Geothermalwassers am Eintritt. Bei einer höheren Geothermalwassertemperatur z.B. von 120 °C kehrt sich das Vorzeichen der Differenz für R134a und R227ea um, wodurch die Leistungs- und ggf. Einsatzfähigkeit dieser Medien sich ändern können, wie in der Abb. 4.9 unten zugewiesen ist.



**Abb. 4.9:** Nettoleistung (oben) und Auskühlungstemperatur (unten) mit vier standard. Reinfluiden in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur /  $T_{GW,ein}=120\text{ °C}$ .

Obwohl die Austrittstemperaturen mit R134a und R227ea immer noch über steigende Tendenzen verfügen, können sie sich offenbar nicht an den Heizwasseranforderungen der Heiznetze orientieren. Um diesen Effekt bei der Wärmekopplung in einer Kaskade (Serienmodell) zu vermeiden, sollen die ungeeigneten Fluide im Vorfeld ausgeschlossen werden. Die erzeugte Nettogleistung zeigt jedoch immer noch Optima gegenüber der Variation der Verdampfungsparameter. Zudem ist in diesem Fall die Nettogleistungssteigerung durch die Fluide mit geringeren kritischen Temperaturen (R227ea und R134a) im Vergleich zu den anderen, signifikanter als im Fall der Geothermalwassertemperatur von 100 °C (vgl. Abb. 4.5). Dieser Zusammenhang wird für spätere Optimierung durch Ranking neuer zeotroper Gemische zunehmend an Bedeutung gewinnen, worauf im Kapitel 5 detaillierter eingegangen wird.

### 4.5 Ergebnisanalyse bei verändernden Heizsystembedarfen / Teillasten (KWK)

Anhand der im letzten Abschnitt erworbenen Kenntnisse werden die thermodynamischen Zustände und damit die Größen des Kreisprozesses mit den beiden KWK-Modellen (vgl. Abb. 4.2 und 4.3) ausgewählt. Insbesondere wird der Verdampfungsdruck entsprechend der idealisierten Nettogleistung im Parallelmodell ausgesucht, während im Serienmodell die Änderung der Wärmeträgeraustrittstemperatur mit dem Verdampfungsdruck verwendet wird (vgl. Abb. 4.5). Im Anhang A sind Ergebnisse aus der Umsetzung in Matlab sowie in EBSILON®Professional zum Vergleich angeführt.

Im Wesentlichen werden diese Varianten für mehrere Heizsystembedarfe (-parameter) berechnet und vertieft analysiert. In der Tat begrenzen die Heizsystemparameter nur die umgesetzten Energie- oder Exergieströme oder erzwingen ggf. einen bestimmten thermodynamischen Zustand des Kreisprozesses. Durch die nachfolgenden Argumente wird besonders erörtert, wie diese Effekte beim Basiskreisprozess mit solchen konventionellen Anordnungen der Wärmekopplung auftreten. Zudem ist eine Folgenanalyse dieser Veränderungen im Hinblick auf die Ausnutzung einer vorhandenen Ressource sowie ebenfalls auf die technische Leistungserzeugung von weiterer Relevanz. Als Analysemuster wird hierfür das isentrope Fluid R134a eingesetzt und die Geothermalwassertemperatur von 100 °C festgelegt.

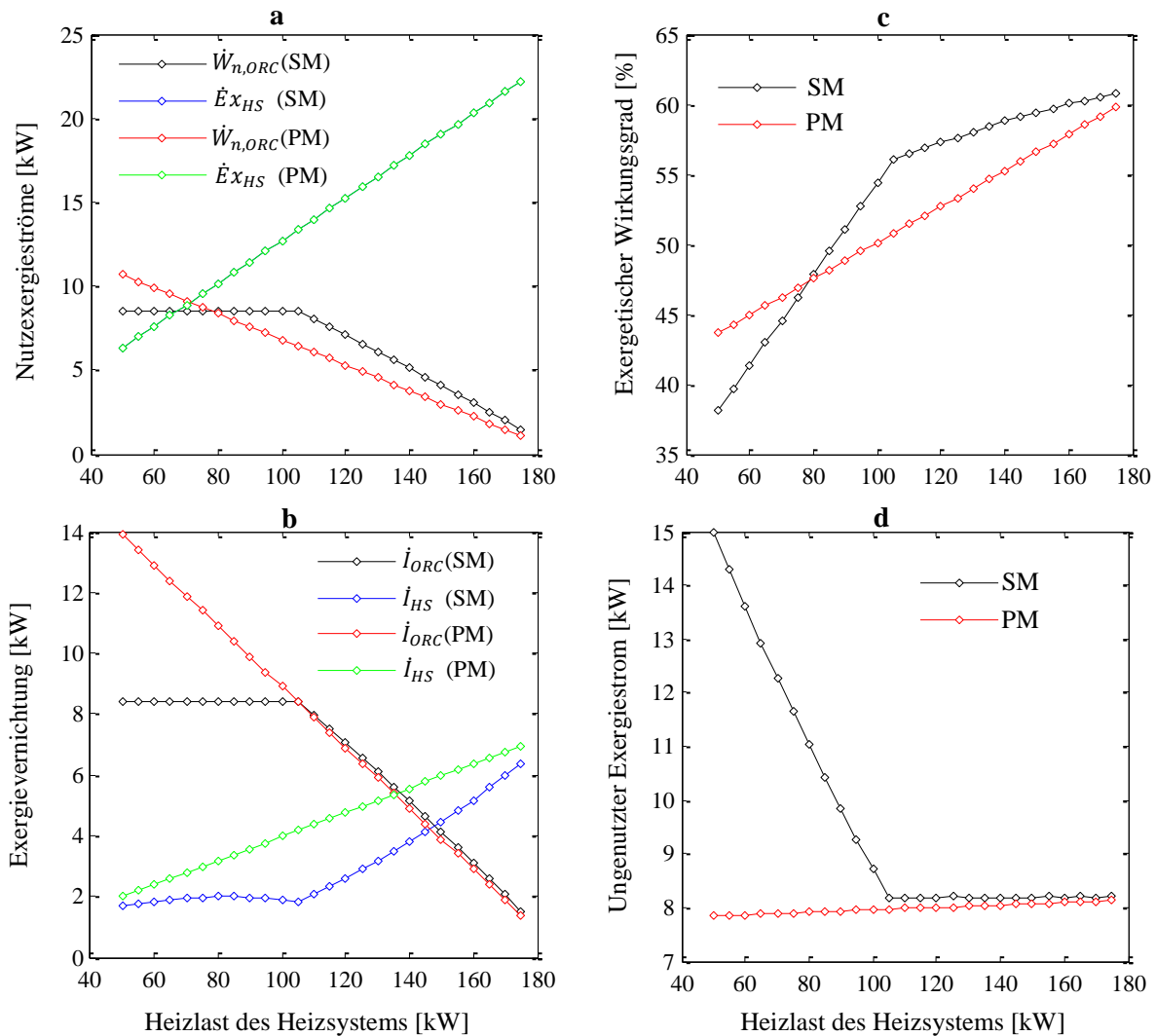
#### 4.5.1 Wärmestrom des Wärmeverbrauchers (Heizlast)

In der Abb. 4.10 sind die ermittelten Exergieströme im Falle jeweils des Serien- (SM) und Parallelmodells (PM) bei mehreren Heizlasten gegenübergestellt.

In der Regel besteht in einem Wärmeübertrager eine Linearität zwischen dem Wärmestrom und dem davon abhängigen Exergiestrom bei unveränderten Temperaturen (Gl. 4.1), welches fürs Heizsystem in beiden Konfigurationen gleich ist (Abb. 4.10, a).

Die technische Leistungserzeugung und begleitende Exergievernichtung sind bei dem Serienmodell (Abb. 4.10, a, b) bis zu einer bestimmten Heizlast (bei diesem Analysemuster von 105

kW) konstant. Gleichzeitig verringert sich der ungenutzte Exergiestromanteil linear (Abb. 4.10, d), d.h. der Exergiestromanteil des Heizsystems wird nur gegen eine Weiternutzung des ungenutzten Exergiestromanteils ohne weiteren Eingriff in die oberen Kreisprozessparameter erworben. Im Bereich der hohen Lasten (über 105 kW) kehrt sich die Verhaltensweise der Größen total um, d.h. der Exergiestromanteil des Heizsystems steigt gegenüber einer Verringerung des aufgewendeten Exergiestromanteils für den Kreisprozess und damit Verringerung der technischen Leistungserzeugung an.

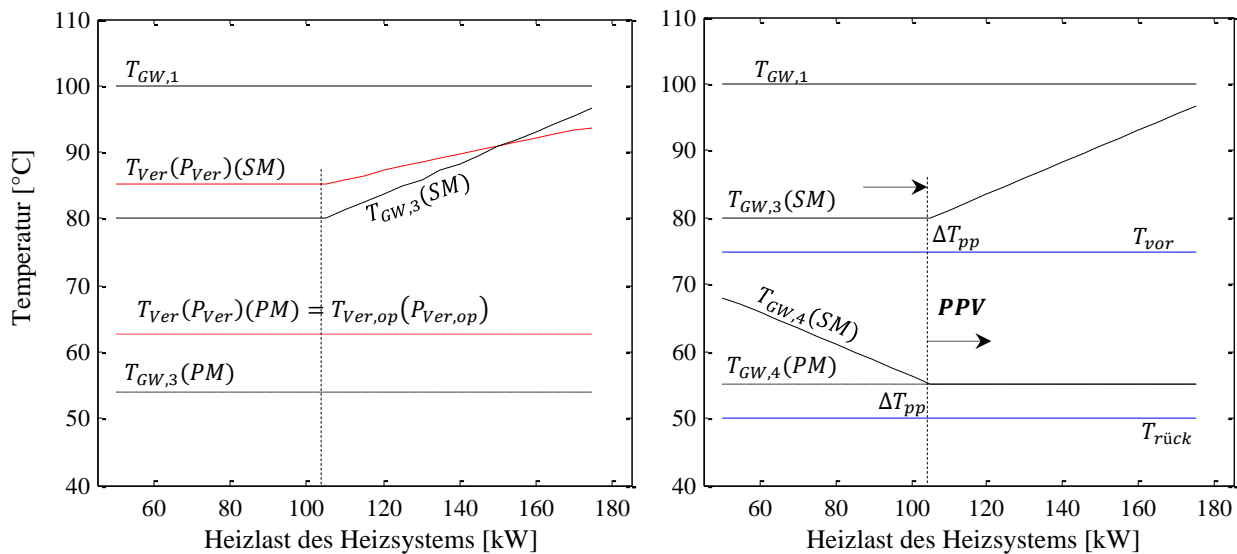


**Abb. 4.10:** Verteilung der Exergieströme im Falle des Serien- (SM) und des Parallelmodells (PM) bei Variation der Heizlast und unveränderten Vor- und Rücklauftemperaturen (bei 75/50 °C) des Heizsystems; R134a /  $T_{GW,ein}=100$  °C.

Diese Problemfälle werden durch eine nicht repräsentative Darstellung der Temperaturprofile und die Problematik der Pinch-Punkt-Differenz-Verschiebung besser interpretiert, wie in der Abb. 4.11 zu sehen ist.

Anzumerken ist, dass die Verdampfungstemperatur weit oberhalb der optimalen, jedoch nah der Quellentemperatur liegt und sich horizontal bis zu einer Heizlast von 105 kW erstreckt (Abb.4.11 links). Dabei tritt die Pinch-Punkt-Differenz auf der Vorlauftemperaturseite des

Heizsystems auf. Die Temperatur des ungenutzten Geothermalwassers ( $T_{GW,4}$ ) verfügt dabei über höhere Werte als die mindesterforderliche zur Gewährleistung der festgesetzten Rücklauftemperatur und sinkt zugleich linear (Abb. 4.11, rechts). Bei einer Erhöhung der Heizlast über 105 kW verschiebt sich die Pinch-Punkt-Differenz zur Rücklauftemperaturseite (Pinch-Punkt-Verschiebung: PPV), wodurch sich die Temperatur des ungenutzten Teils nicht mehr ändert. Zur Erfüllung der Heizsystemanforderung ist daher eine weitere Steigerung der Temperatur des Geothermalwassers ( $T_{GW,3}$ ) auf der Vorlauf-temperaturseite zwingend erforderlich, wozu die Verdampfungstemperatur ansteigen muss.



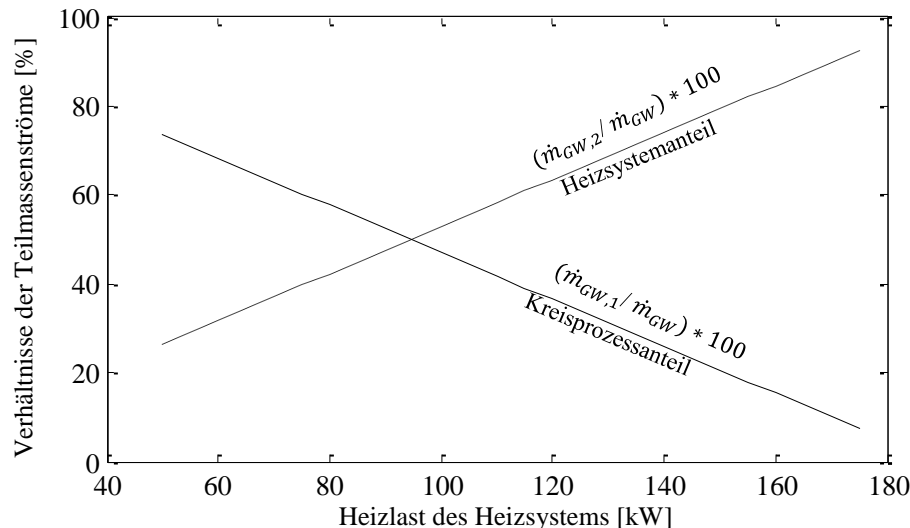
**Abb. 4.11:** Temperaturverläufe im Heizsystem (rechts) und Kreisprozess (links) im Falle des Serien- (SM) und des Parallelmodells (PM) bei Variation der Heizlast und unveränderten Vor- und Rücklauf-temperaturen (bei 75/50 °C) des Heizsystems; R134a /  $T_{GW, ein} = 100$  °C.

Dies bewirkt wiederum, dass auch die Abweichung des erreichten Verdampfungspunktes von dem optimalen weiter anwächst. Weitere Details bezüglich aller Kreisprozessgrößen können auch den Diagrammen im Abschnitt 4.4 entsprechend den hier erreichten Verdampfungstemperaturen entnommen werden.

Im Parallelmodell entspricht die Verdampfungstemperatur der möglichen idealen, aber liegt deutlich unterhalb der Quellentemperatur. Auch die Differenz zwischen den Temperaturprofilen auf der Vorlaufseite des Heizsystems ist groß, so dass die Pinch-Punkt-Differenz auf der Rücklaufseite liegt (Abb. 4.11, rechts). Die Stellgröße (Teilmassenstrom  $\dot{m}_{GW,2}$ ) hängt somit direkt proportional von der Heizlast ab, wodurch sich der restliche Teilmassenstrom  $\dot{m}_{GW,1}$  umgekehrt proportional dazu verhält (Abb. 4.12) (Gl. 4.9 und 10).

Der im Kreisprozess umgesetzte Exergiestromanteil und damit die technische Leistung sowie die Exergievernichtung fallen infolgedessen schnell ab (Abb. 4.10, a, b). Da die Austrittstemperaturen des Wärmeträgers fast gleich groß sind (Abb. 4.11), erhöht sich der ungenutzte Exergiestromanteil trotz der großen Änderung der Teilmassenstromverhältnisse nur geringfügig (Abb. 4.10, d). Dabei wird dieser Exergiestromanteil wesentlich durch den

Kreisprozess bei geringeren Heizlasten, bei höheren Heizlasten durch das Heizsystem, je nach Verhältnissen der Teilmassenströme, verursacht.



**Abb. 4.12:** Teilmassenströme als Verhältnisse des totalen Massenstroms des Geothermalwassers im Falle des Parallelmodells (PM) bei Variation der Heizlast und unveränderten Vor- und Rücklauf-temperaturen (bei 75/50 °C) des Heizsystems; R134a /  $T_{GW, \text{ein}} = 100$  °C.

Hinsichtlich der Exergievernichtung des Heizsystems ist nach Gl. 4.6 und 4.11 die Differenz der Entropieströme der beiden Medien dafür entscheidend. Bei konstanten Temperaturprofilen sind auch die spezifischen Entropien konstant, somit sind die Stoff- und Wärmeströme für die Änderung der Exergievernichtung zuständig. Dadurch wird die direkte Steigerung der Exergievernichtung im Falle des Parallelmodells erklärt. Im Serienmodell ändern sich die Lage der Temperaturprofile und die spezifischen Entropien gleichzeitig mit den Stoffströmen. Zuerst erfolgt eine Anpassung, dann eine Fehlanpassung der Temperaturprofile. Die Exergievernichtung ändert sich dementsprechend zuerst geringfügig, dann aber steigt sie stetig an (Abb. 4.10, b und Abb. 4.11).

Der exergetische Wirkungsgrad unter Einbeziehung der Exergieverteilungsstruktur in der Abb. 4.10, c folgt dem Exergiestrom im Heizsystem und erreicht ein maximales Niveau von 61 % mit dem Serienmodell und 60 % mit dem Parallelmodell. Auffällig ist, dass mit dem Serienmodell der exergetische Wirkungsgrad ab einer Last von 105 kW aufgrund der Verschlechterung der technischen Leistung nur leicht anwächst. Die gesamten Exergieverluste (als restliche Quote) weisen jedoch eine sinkende Tendenz bei steigender Heizlast auf.

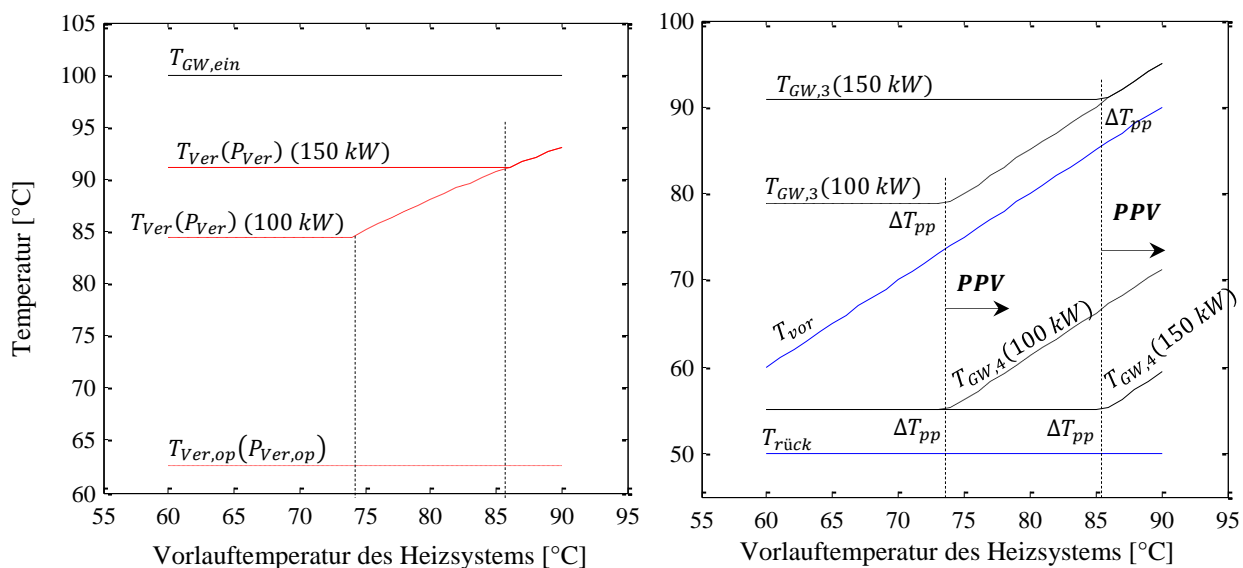
Im Verhältnis zum treibenden Exergiestrom des Geothermalwassers weist das Serienmodell eine ziemlich geringere gesamte Exergievernichtung bis ca. 25 % gegenüber dem Parallelmodell bis ca. 39 % auf. Dies lässt sich auf die bessere Anpassung der Temperaturprofile zurückführen. Der ungenutzte Exergiestrom ist dabei ein relevanter Verlust, insbesondere bei den kleinsten Heizlasten (bis ca. 38 %), und hängt ausschließlich

von der Auslegung des Wärmeübertragers und Bedarfen des Heizwerks ab. Beim Parallelmodell ist dieser kleiner, jedoch auch groß bis ca. 22 % und wird jeweils durch den Kreisprozess und Heizwerk verursacht.

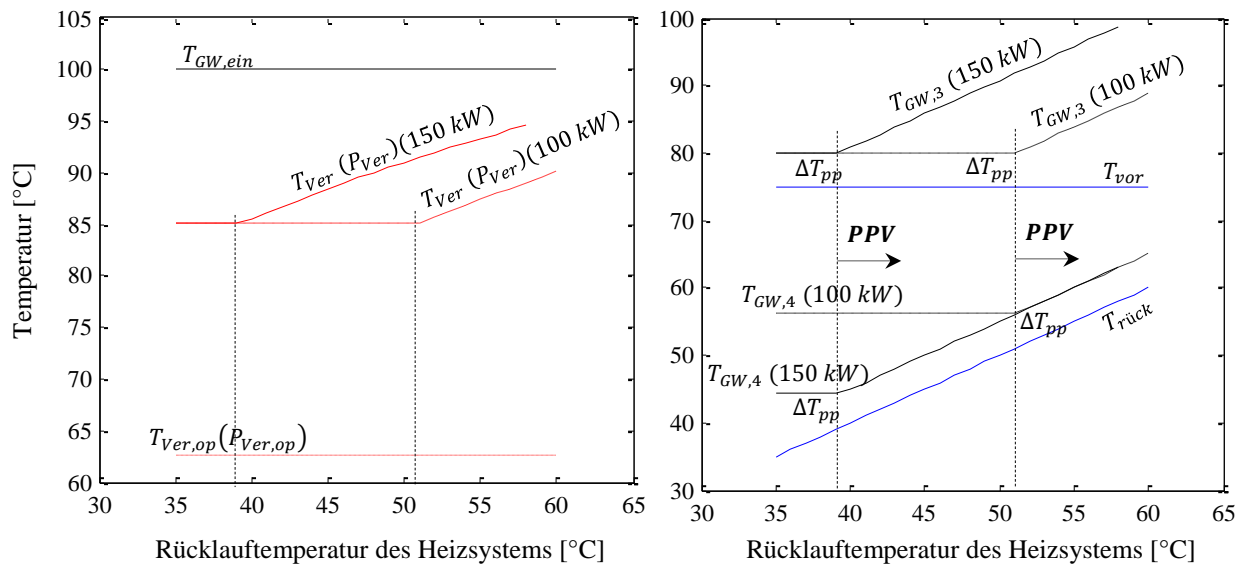
#### 4.5.2 Vor- und Rücklauftemperatur

Analog zu den oben beschriebenen Beziehungen der Sensitivität zu Heizlastveränderung können die Konsequenzen der Schwankungen der Vor- und Rücklauftemperaturen dargelegt werden. Diese sind hier anhand der Temperaturprofile und Stellgrößen kurz abzuleiten, deren quantitative Folgenabschätzung sich im Anhang A befindet.

Für mehr Übersicht sind die Temperaturverläufe für zwei Kombinationen von Heizlasten und mehreren Vor- oder Rücklauftemperaturen zuerst im Falle des Serienmodells in der Abb. 4.13 und 4.14 gezeigt.



**Abb. 4.13:** Temperaturverläufe im Heizsystem (rechts) und Kreisprozess (links) bei Variation der Vorlauf-temperatur und zwei Heizlasten des Heizsystems im Falle des Serienmodells (SM) bei unveränderter Rücklauftemperatur 50 °C; R134a/  $T_{GW,ein}=100$  °C.



**Abb. 4.14:** Temperaturverläufe im Heizsystem (rechts) und Kreisprozess (links) bei Variation der Rücklauf-temperatur und zwei Heizlasten des Heizsystems im Falle des Serienmodells (SM) bei unveränderter Vorlauftemperatur 75 °C; R134a/  $T_{GW,ein}=100$  °C.

Für jede Kombination der Vor- oder Rücklauftemperatur und Heizlast existiert eine gewisse Temperatur, ab der die Verdampfungstemperatur stark nach oben getrieben wird. Es findet dabei eine Pinch-Punkt-Verschiebung im Heizsystem statt (s. oben). Die Temperaturen des Wärmeträgers bei allen Schnittstellen steigen dabei drastisch an, besonders Temperaturen des ungenutzten Teils, die sogar bis ca. 72 °C erreichen können. Als eine unausweichliche Konsequenz ist die Verknüpfung der Degression des Exergieanteils und damit der technischen Leistungserzeugung des Kreisprozesses mit einer Erhöhung des ungenutzten Exergiestromanteils.

Für die Änderung der Vorlauftemperaturen gilt: je geringer die Heizlast ist, je schneller tritt die Pinch-Punkt-Verschiebung und der Eingriff in die Verdampfungstemperatur auf. Für die Rücklauftemperatur gilt das Umgekehrte. Außerdem zeigen die Verdampfungstemperaturen bei sehr hohen Vorlauftemperaturen oder sehr kleinen Rücklauftemperaturen keine Differenzen unter unterschiedlichen Heizlasten, d.h. gleiche technische Energieerzeugung zusammen mit hoher Verschwendung des Quellenpotenzials.

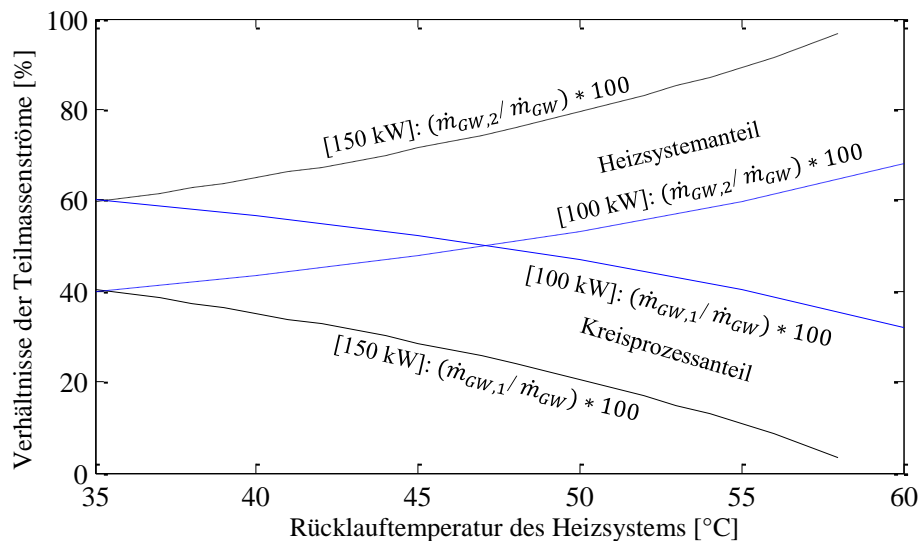
Im Parallelmodell besteht keine Verknüpfung der Teilmassenströme der Quelle mit der Vorlauftemperatur, womit sich die Teilmassenströme nicht ändern (Gl. 4.9). Andererseits ist das Spektrum der Vorlauftemperaturen deutlich kleiner als die zugrunde gelegte Quelltemperatur. Aus diesen Gründen verhält sich der Kreisprozess völlig neutral und deren Größen werden bei konstanten Niveaus in keiner Weise beeinflusst. Die Austrittstemperaturen und damit der ungenutzte Exergiestrom sind auch davon unabhängig. Dagegen könnten die hochgesetzten Vorlauftemperaturen vorteilhaft sein, wodurch eine Anpassung der Temperaturprofile erfolgt sowie die Exergievernichtung im Wärmeübertrager des Heizsystems verringert wird.

Da dagegen die Rücklauftemperatur und die Austrittstemperatur  $T_{GW,4}$  durch die Gl. 4.7 gekoppelt sind, bewirkt hier die steigende Rücklauftemperatur eine zunehmende



Austrittstemperatur auf der Heizsystemseite. Somit führt ein Anheben der Rücklaufftemperatur dazu, dass der Teilmassenstrom  $\dot{m}_{GW,1}$  und der damit verbundene Exergiestromanteil für den Kreisprozess direkt sinken. Exemplarisch zeigt Abb. 4.15 die Massenstromverhältnisse. Die Minderung der Nettoleistung ist auch hier immer im Zusammenhang mit einem deutlich erhöhten Anteil des ungenutzten Exergiestroms zu sehen.

Für die Kombinationen von hohen Rücklaufftemperaturen und Heizlasten wird ein unstetiger Verlauf der Verdampfungstemperatur oder des Massenstromanteils des Kreisprozess festgestellt, d.h. es können sich bei beiden Modellen Störfälle hinsichtlich der Leistungserzeugung bilden (Abb. 4.14 und 4.15). Dabei wird das ganze Potenzial des Geothermalwassers zur Abdeckung des Heizsystembedarfes benötigt; dies entspricht:  $T_{GW,3} = T_{GW,1}$ ,  $T_{Ver} = T_{GW,ein} - \Delta T_{pp}$ ,  $\dot{m}_{AM} = 0$  (Serienmodell) und  $\dot{m}_{GW,2} = \dot{m}_{GW}$ ,  $\dot{m}_{GW,1} = 0$ ,  $\dot{m}_{AM} = 0$  (Parallelmodell).



**Abb. 4.15:** Teilmassenströme als Verhältnisse des totalen Massenstroms des Geothermalwassers bei Variation der Rücklaufftemperatur und zwei Heizlasten des Heizsystems im Falle des Parallelmodells (PM) bei unveränderter Vorlaufftemperatur 75 °C;  $T_{GW,ein}=100$  °C.

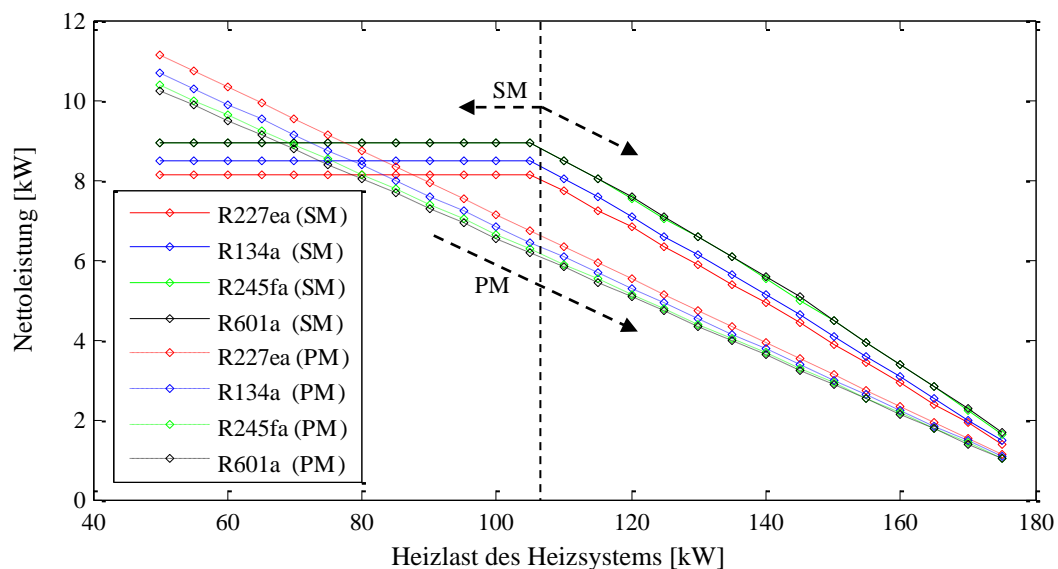
Wenn gelegentlich angenommen wird, dass die Vorlaufftemperatur und Heizlast die wichtigsten Größen der Wärmeversorgung sind, bietet die Steuerung der Rücklaufftemperatur nach unten ein Optimierungspotenzial. Dadurch wird Mehrleistung geliefert sowie werden Störfälle vermieden. Für mehr Details, s. Anhang A sowie die Veröffentlichungen [100, 101], wobei dort die Sensitivitätsanalysen zu den Bedarfsvariationen des Wärmeverbrauchers bei solchen Systemen noch ausführlicher und separat behandelt und alle wichtigen Ergebnisse zusammengefasst sind.

#### 4.6 Erweiterte Analyse

Um den Auswirkungsbereich und -grad des Einsatzes der bekannten Fluide im Rahmen der KWK näher darzustellen, wird nun der Kreisprozess mit den Arbeitsmitteln nach Tab. 4.2

betrachtet. Eine umfassende und tiefere Untersuchung mehrerer ähnlicher Fluidklassen ist hier nicht von Bedeutung, da sie oft in der Literatur aufgeführt sind. Unter Berücksichtigung der Rahmenbedingung sind die Ergebnisse in der Abb. 4.16 vergleichend gegenübergestellt.

Anzumerken ist, dass der Fluidtyp den Trend der Kennlinien nicht entschärft, da die gewählte Parameteränderung heizsystemspezifisch ist. Die Wahl eines Arbeitsmittels hat aber einen geringen Einfluss bei erhöhten Heizlasten, bei denen die auf dem Kreisprozess aufgewendeten Exergieströme so gering sind. Bei kleinen Heizlasten ist die Wirksamkeit dieses Ansatzes dagegen relativ stärker ausgeprägt. Der Einsatz von R227ea mit dem Parallelmodell bewirkt beispielsweise eine Effizienzsteigerung um ca. 8 % bei der Heizlast von 50 kW gegenüber R601a, während die Steigerung bei der Heizlast von 175 kW nur ca. 1 % beträgt. Dies ist auch der Fall beim Serienmodell, wenn R601a anstelle von R227ea verwendet wird. In diesem Zusammenhang ist R227ea mit dem Parallelmodell empfehlenswert, während R601a mit dem Serienmodell zu bevorzugen ist. Dieses Ergebnis stimmt mit den Befunden von [34] und [37] vollkommen überein.



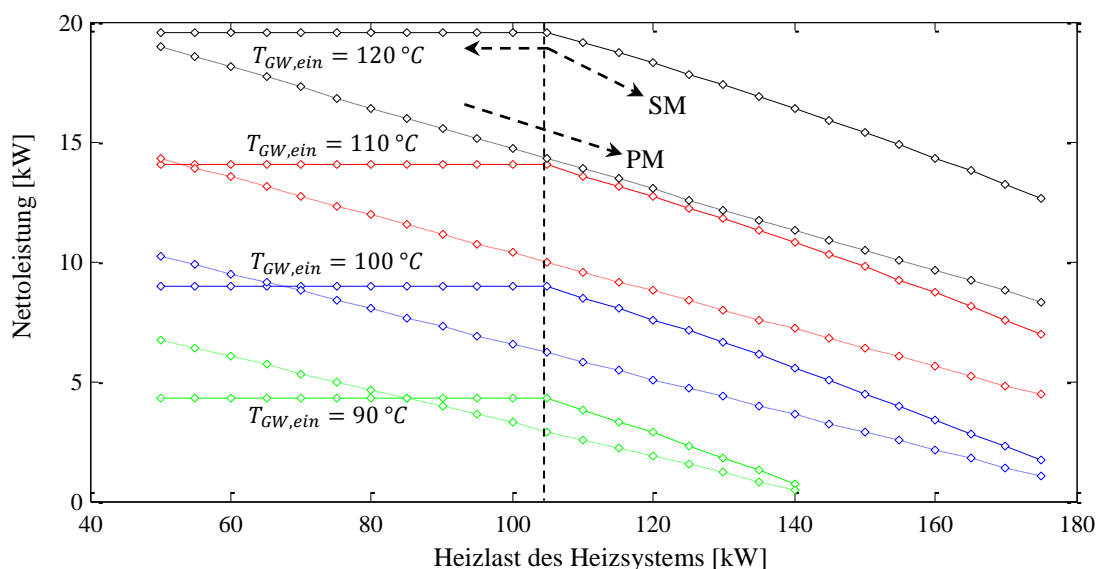
**Abb. 4.16:** Leistungsfähigkeit von vier standard. Reinfluiden mit dem Serien- und Parallelmodell bei Variation der Heizlast und konstanten Vor- und Rücklauftemperaturen (bei 75/50 °C) des Heizsystems;  $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .

Zudem erweist es sich, wie aus der vorstehenden Abbildung hervorgeht, dass kein Fluid für die beiden Szenarien tatsächlich der beste Kandidat sein kann. Dabei liefert das beim Parallelmodell leistungsfähigste Fluid sogar die schlechteste Nettoleistung im Serienmodell, und umgekehrt.

Mit Hilfe der Betrachtungen im Abschnitt 4.4 können voraussichtlich alle Medien mit den beiden Schaltungsszenarien empfohlen werden. So ist das Fluid, das die höchste Leistung und den geringsten Exergieverlust mit dem ungenutzten Teil des Wärmeträgers im optimalen Punkt liefert, auch mit dem Parallelsystem besser geeignet. Mit dem Seriensystem ist aber das Medium, das sich durch einen sehr hohen thermischen Wirkungsgrad und eine geringe interne

Exergievernichtung im rechten Bereich des optimalen Punktes auszeichnet, ratsam (vgl. Abb. 4.5, 4.7, 4.8).

Die steigende Quellentemperatur erhöht weiterhin nach Gl. 4.15 die Quellenexergie und damit -anteile für den Kreisprozess bei gleicher Bedarfsvariation des Heizsystems. Dadurch soll lediglich die technische Leistung erhöht werden, während deren Verläufe qualitativ immer noch erhalten bleiben. In der Abb. 4.17 sind diese Ergebnisse für R601a anstatt R134a aufgetragen. Im Fall hoher Quellentemperatur wie z.B. 120 °C hat die Anordnung nach dem Parallelmodell deutliche Differenzen zwischen den Temperaturprofilen in den beiden Mechanismen ( $T_{GW,ein} - T_{vor} = 45\text{ °C}$  &  $T_{GW,ein} - T_{Ver} = 49,10\text{ °C}$ ) und damit extrem erhöhte Exergievernichtung. Aus dieser Sicht soll diese Anordnung ausgeschlossen werden. Das ist jedoch fallspezifisch und hängt vom verwendeten Arbeitsmittel ab, welches im nachfolgenden Kapitel bewiesen wird.



**Abb. 4.17:** Leistungserzeugung durchs Serien- und Parallelmodell bei Variation der Heizlast des Heizsystems und vier Quellentemperaturen; R601 a als Arbeitsmittel, Vor- und Rücklauftemperaturen konstant bei 75/50 °C.

#### 4.7 Anschließende Diskussion

Das wesentliche Problem bei der Effizienzsteigerung ist die Anpassung an die Quellentemperatur, wobei die kritische Temperatur des Fluides eine große Rolle spielt. Die Lage der kritischen Temperatur in der Nähe oder über der Quellentemperatur ist mit einer Pinch-Punkt-Problematik verbunden, welches die aktive stetige Wärmeumsetzung im Prozess verhindert. Die Steuerung der Frischdampfparameter hat bei den klassischen Fluiden somit ganz unterschiedliche Effekte zur Folge. Dabei stehen sich die Terme der Leistung - Massenstrom und Enthalpiegefälle in Widerspruch. Somit ist ein Kompromiss zur Optimierung erforderlich, welches mit dem Erhöhungsansatz des thermischen

Wirkungsgrades als prozessspezifische Größe nicht übereinstimmt. Im komprimierten Punkt stellen sich keine hohen Verdampfungsparameter ein. Dadurch treten große Temperaturfehlانpassung und Exergievernichtung bei der Wärmezufuhr zusammen mit einem nicht vernachlässigbaren ungenutzten Anteil des Geothermalwassers auf.

Der Einsatz mit Wärmekopplung nach den konventionellen Anordnungen führt noch zu einer weiteren Eingrenzung der Anlagefähigkeit. Besonders im Bereich der Quellentemperaturen unter 120 °C verspricht keine bestimmte Konfiguration immer nur Vorteile. Dabei taucht eine zusätzliche Verhinderung der aktiven Umsetzung der Energie- oder Exergieströme im Prozess durch die Pinch-Punkt-Problematik auf den beiden Seiten des Heizsystems abwechselnd auf. Dadurch verringert sich die technische Leistung gegenüber Erhöhung des Anteils des ungenutzten Potenzials am Systemauslass. So kann die technische Leistung sogar total und ohne weitere nützliche Wärmegewinnung ausfallen (0 %). Der exergetische Wirkungsgrad verschlechtert sich dementsprechend. Die Verwendung der klassischen Fluide kann diese Unzulänglichkeiten solcher Kreisläufe nur leicht entschärfen. Außerdem können dadurch, die durch die Pinch-Punkt-Problematik im Heizsystem hervorgerufenen Defizite, nicht entgegenwirkt werden, da diese fluidunabhängig sind.

Zur weiteren Verbesserung in ähnlicher Weise sollte daher das Umdenken hin zu Varianten weitergehen, die vor allem nicht unter den Pinch-Punkt-Problematiken schwer leiden. Diese Varianten werden in den zwei nächsten Kapiteln näher und separat vorgestellt und anhand der aufgestellten Randbedingungen, Grenzen und Kriterien untersucht.

## 5 Untersuchung nichtkonventioneller zeotroper Fluidgemische

Mit diesem Ansatz wird die Verwendung der zeotropen Gemische durch eine Beurteilung auf zusätzliche synthetische Fluidgemische auf dem Gebiet der geothermischen Verstromung für einen bestimmten Bedingungsumfang erweitert.

### 5.1 Physikalisch-chemische Eigenschaften der potenziellen Gemische

In der Tab. 5.1 sind die in Erwägung gezogenen synthetischen zeotropen Gemische zusammen mit ihren eigenen Charakteristiken dargestellt.

**Tab. 5.1:** Die für geothermische Verstromung potenziellen zeotropen Gemische zusammen mit ihren physikalisch-chemischen Eigenschaften.

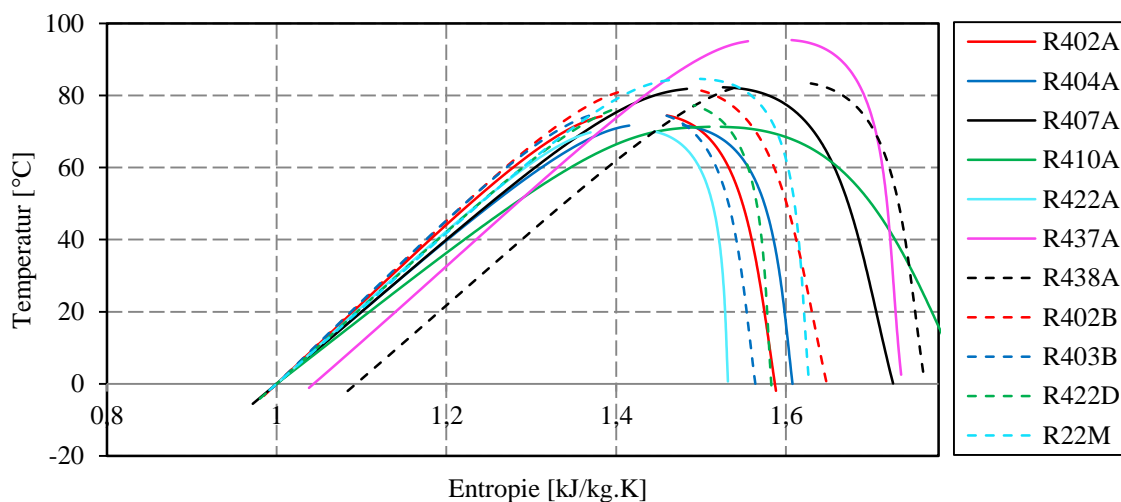
<i>Fluid</i>	<i>Ersatz für</i>	<i>Zusammensetzung</i>	<i>Chemische Bezeichnung</i>	<i>Kritische Temperatur</i>	<i>Sicherheits- gruppe</i>	<i>ODP</i>	<i>GWP</i>
R402A	R502	R125/290/22 (60/2/38)	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> / CHC <sub>1</sub> F <sub>2</sub>	75,5 °C	A1	≈0	2330
R404A	R502 R22	R125/143a/134a (44/52/4)	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>3</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	72,1 °C	A1	0	3260
R407A	R404 R22	R32/125/134a (20/40/40)	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> / CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	82,8 °C	A1	0	1770
R410A	R22 R13B1	R32/125 (50/50)	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> / CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	71,4 °C	A1	0	1730
R422A	R502 R22	R125/134a/600a (85,1/11,5/3,4)	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub> / (CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> CH	71,73 °C	A1	0	3040
R437A	R12	R601/600/125/134a (0,6/1,4/19,5/78,5)	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> /C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> / CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	96,0 °C	A1	0	1805
R438A	R22	R125/134a/32/600/601a (45/44,2/8,5/1,7/0,6)	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub> /CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> / C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> /C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	85,5 °C	A1	0	2265
R402B	R502	R125/290/22 (38/2/60)	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> / CHC <sub>1</sub> F <sub>2</sub>	82,6 °C	A1	0,030	2080
R403B	R502	R290/22/218 (5/56/39)	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> / CHC <sub>1</sub> F <sub>2</sub> /C <sub>3</sub> F <sub>8</sub>	90,0 °C	A1	0,028	3680
R422D	R22	R125/134a/600a (65,1/31,5/3,4)	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub> / (CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> CH	79,58 °C	A1	0	2620
R22M	R22	R125/134a/600a (46,6/50,0/3,4)	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub> / (CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> CH	89,9 °C	A1	0	1950

Dabei sei darauf hingewiesen, dass die Medien R402B, R402A und R404A nach dem Rankine-Prinzip für Anwendungen der Wärmerückgewinnung von [28, 102, 103] bereits untersucht wurden. Ebenso wurde R410A zur Umwandlung der thermischen Meerenergie von [104] betrachtet. Jedoch sind diese genannten Gemische noch nicht nach den geothermischen

Nutzungskriterien bewertet worden. Die anderen Fluidgemische wurden dagegen in den Recherchen oder bereits vorab in den betrachteten Quellen für den Einsatz im Rankine-Verfahren weder genannt noch untersucht.

Aufgrund der guten thermodynamischen Eigenschaften und Langzeitstabilität sind diese Stoffe in der Kältetechnik aber bekannt und weit verbreitet. In Kenntnis der Bedeutung der kritischen Temperatur des Fluides auf das Rankine-Verfahren, ist hier eine zusätzliche Vorauswahl getroffen worden. Dabei sind die kritischen Temperaturen der gewählten Gemische deutlich kleiner als die der bisher verwendeten Reinfluide (vgl. Tab. 4.2).

Bezüglich der Klassifizierung gemäß der Steigung der Taulinie lassen sie sich in die nassen oder isentropen Typen eingruppierten, wie es aus dem  $T, s$ -Diagramm in der Abb. 5.1 hervorgeht. Es ist daher zu erwarten, dass der aus der Turbine ausgestoßene Dampf einen erhöhten Nässegehalt haben kann, welcher wiederum ein bestimmtes Niveau nicht überschreiten sollte.



**Abb. 5.1:** Steigung der Taulinie der für die geothermische Verstromung potenziellen Gemische im  $T, s$ -Diagramm.

Die Verwendung eines Stoffes mit einer geringen kritischen Temperatur verringert letztendlich in der Zusammensetzung die kritische Temperatur des Gemisches, je nach verwendetem Massenanteil. In diesem Zusammenhang enthalten fast alle hier gewählten Fluidmischungen die reine Substanz R125, deren kritische Temperatur mit ca. 66 °C ziemlich gering ist. Nur das Gemisch R403B besitzt den Einstoff R218 statt R125 als reines Material mit einer kritischen Temperatur von 71,87 °C. Weiterführende Informationen zum Einsatzzweck und Herstellungsverfahren enthält z. B. [94, 105, 106, 107]. Alle der aufgeführten physikalischen Stoffeigenschaften können zudem dem jeweiligen Sicherheitsdatenblatt entnommen werden.

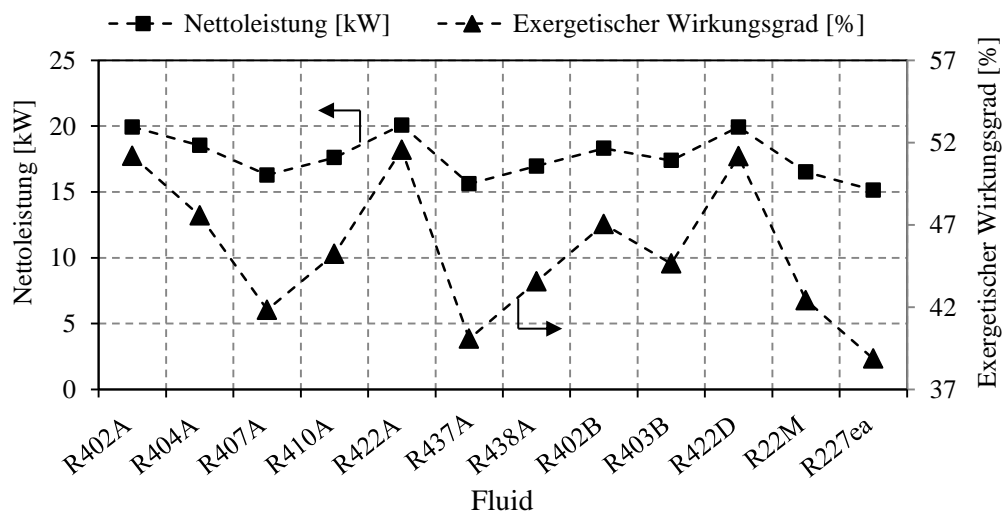
Die thermodynamischen Stoffdaten werden durch die Software REFPROP 9.1 berechnet [94]. Einige davon können aber auch über SOLKANE® -Software 8.0 Properties® [107] ermittelt oder den bereits veröffentlichten Publikationen von [105] & [106] direkt entnommen werden.

Die Berechnung der Stoffdaten erfolgte dabei nach verschiedenen Zustandsgleichungen, z.B. werden in REFPROP NIST die expliziten Zustandsgleichungen der Helmholtz-Energie, die modifizierte Benedict-Webb-Rubin-Zustandsgleichung und sein erweitertes entsprechendes Zustandsgleichungs-Modell (ECS) zusammen mit den Mischungsregeln eingesetzt. In SOLKANE® wird die Zustandsgleichung von Martin-Hou, und schließlich in Sova-DUPONT-Stoffdaten von Peng-Robinson-Stryjek-Vera (PRSV) zusammen mit den Mischungsregeln verwendet. Eine detaillierte Beschreibung der genannten Gleichungen liegt außerhalb des Aufgabenbereiches dieser Arbeit und kann aus deren entsprechenden Quellen erhalten werden. Diese Datenquellen verfügen über eine gute Übereinstimmung der Stoffeigenschaften. Im Anhang B sind einige Vergleichsbeispiele dafür angegeben.

Es wird zuerst nach den vorgegebenen Zielpunkten eine detaillierte parametrische Studie ohne KWK-Limitierung (freies Verhalten) vorgenommen. Die Simulationen erfolgen unter den konkreten Randbedingungen entsprechend Tab. 4.1. Für den Vergleich wird R227ea als Referenzfall zugrunde gelegt.

## 5.2 Prozess- und nutzungsspezifische Auswertung

Die aufgestellten Kriterien zusammen mit den entsprechenden prozessspezifischen Parametern werden bei den maximal möglichen Nettoleistungen als objektiver Faktor, zuerst bei einer Quelltemperatur von 100 °C, erfasst und in Abb. 5.2, Abb. 5.3 und Abb. 5.4 zusammengestellt. Details über weitere Prozessgrößen sowie die hier nicht genug detaillierten Informationen gibt es in [108].

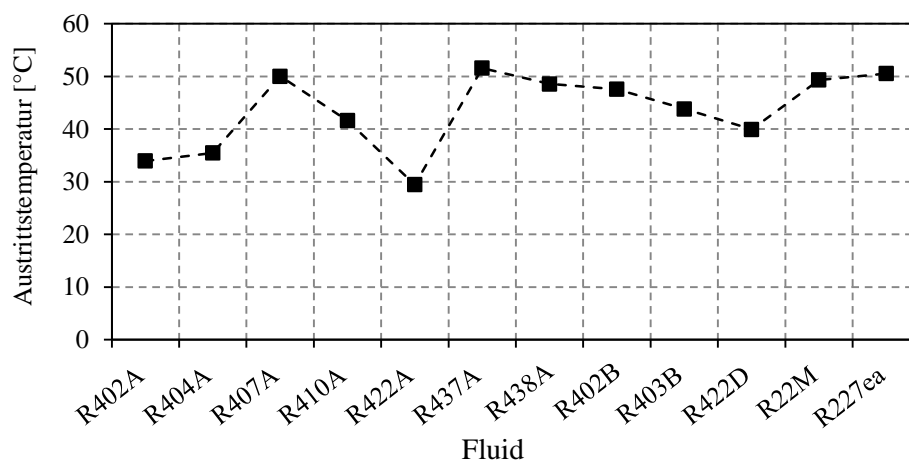


**Abb. 5.2:** Maximal mögliche Nettoleistung und exergetischer Wirkungsgrad mit den potenziellen Gemischen /  $T_{GW, ein} = 100$  °C.

Generell versprechen alle untersuchten Gemische gegenüber dem Referenzfluid Vorteile. Es existiert jedoch ein idealer Gemisch-Prozess, der die höchste Nettoleistung und damit den idealen exergetischen Wirkungsgrad (nach 2. Hauptsatz) schafft. Unter allen ist R422A, gefolgt von R422D und R402A, zu bevorzugen. Die erzielte Nettoleistung beträgt dabei ca.

20 kW, während mit dem Referenzmedium (R227ea) mit 15,14 kW nur eine deutlich niedrigere Nettoleistung erzielt wird; das entspricht einer Effizienzsteigerung um nahezu 32,6 %. Dies gilt auch für den exergetischen Wirkungsgrad, der wiederum um das gleiche Verhältnis gesteigert wird.

Neben den bekannten positiven Attributen der Verringerung der Exergievernichtung durch die Fluidgemische (s. Abschnitt 2.2.4) ist die starke Auskühlung des Geothermalwassers bei relativ hohen Verdampfungstemperaturen dafür ausschlaggebend. Im Fall von R422A wird beispielsweise das Geothermalwasser auf ca. 30 °C ausgekühlt, während mit dem Referenzfall mit ca. 51 °C nur eine deutlich schlechtere Auskühlung realisierbar ist (Abb. 5.3).

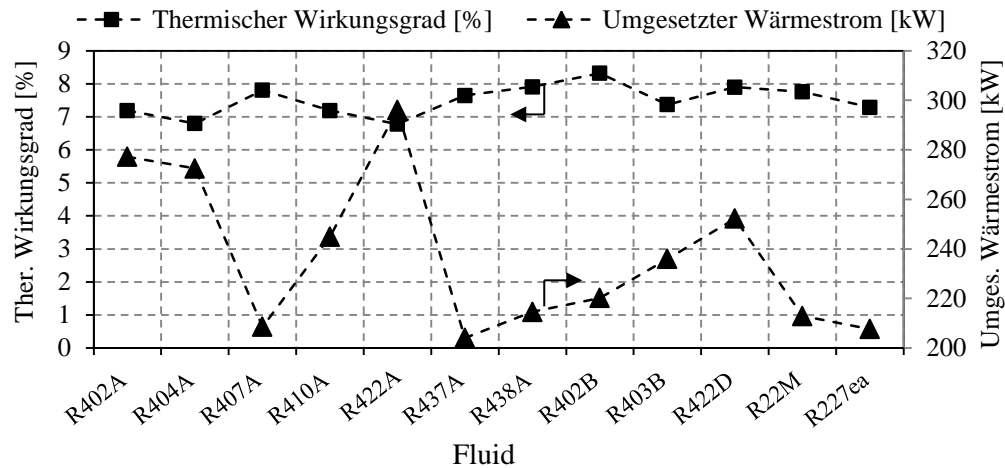


**Abb. 5.3:** Wärmeträgertemperatur am Kreisprozessaustritt mit den potenziellen Gemischen /  $T_{GW, \text{ein}} = 100 \text{ °C}$ .

Die starke Auskühlung bedeutet wiederum eine extreme Reduzierung des ungenutzten Teils des treibenden Exergiestroms mit R422A bis zu ca. 0,65 kW pro 1 kg/s-Durchsatz. In diesem Zusammenhang sei zu erwähnen, dass gleichzeitig eine Verringerung der spezifischen Exergievernichtung bis ca. 22 % je 1-kW-Nettoleistung realisiert werden kann. Der erhöhte umgesetzte Wärmestrom (Abb. 5.4) und damit die erhöhte umlaufende Masse des Arbeitsmittels sind jedoch mit einer großen gesamten Exergievernichtung verbunden.

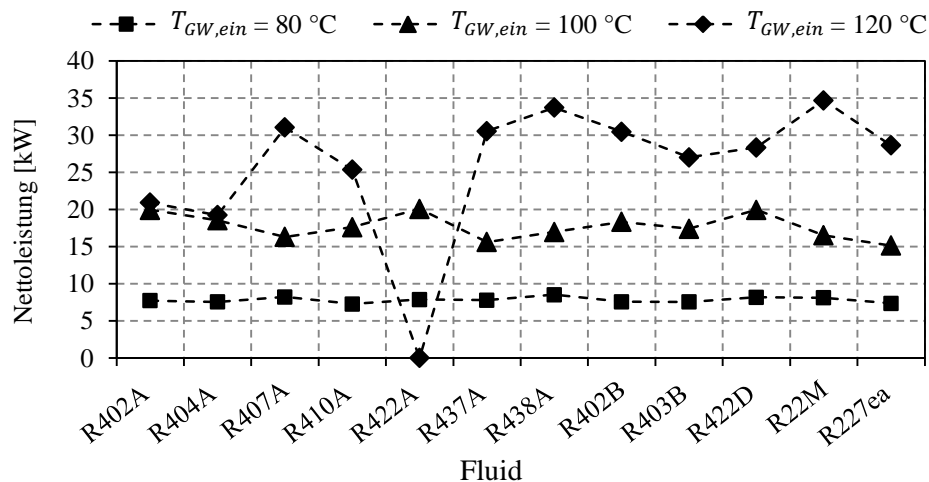
Der vermehrte Wärmeentzug aus dem Geothermalwasser ist andererseits meistens mit ziemlich hohen thermischen Wirkungsgraden verknüpft (Abb. 5.4). Im betrachteten Beispiel (R422A) beträgt der thermische Wirkungsgrad ca. 6,8 %, während er beim Referenzfall mit ca. 7,2 % ein bisschen höher liegt, d.h. nur ca. 7 % Verringerung. Bei diesen Bedingungen wird dagegen ca. 42,7 % mehr thermische Leistung mit R422A dem Geothermalwasser entzogen. Vom Gesichtspunkt des ersten Hauptsatzes können dadurch die signifikanten Leistungssteigerungen auch erklärt werden.





**Abb. 5.4:** Thermischer Wirkungsgrad und umgesetzter Wärmestrom mit den potenziellen Gemischen /  $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .

Eine Erweiterung der Untersuchung für weitere Quellentemperaturen zeigt, dass das Effizienzniveau sowie die Beurteilung der Gemische sich quantitativ und qualitativ ändern. In der Abb. 5.5 sind die möglichen typischen Nettoleistungen für die Quellentemperaturen von 80 und 120 °C, neben 100 °C, berechnet.



**Abb. 5.5:** Maximal mögliche Nettoleistung mit den potenziellen Gemischen bei verschiedenen Quellentemperaturen.

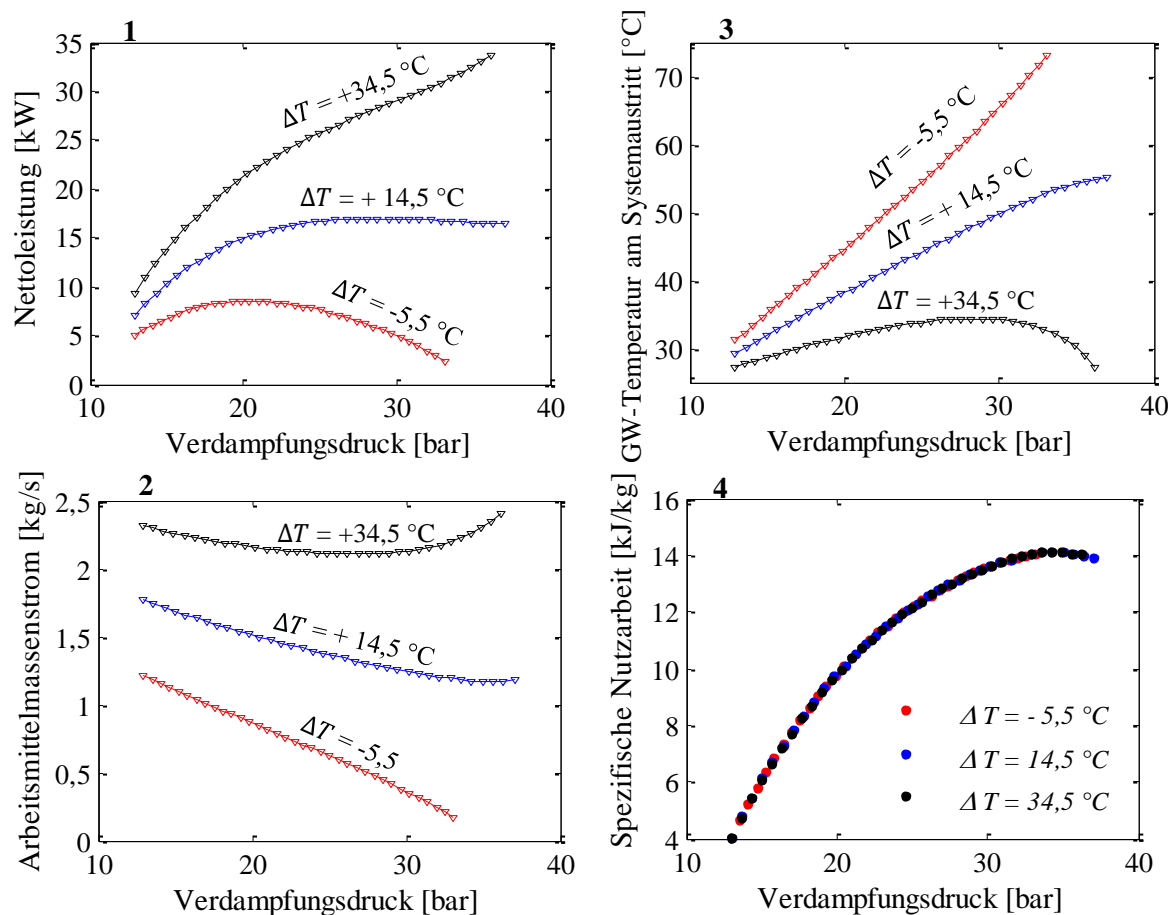
So wird lediglich R410A bei einer Temperatur von 80 °C geringfügig schlechter als die Referenz (R227ea) bewertet. Für die Temperatur von 120 °C sind dagegen nur R438A, R407A, R437A, R402B und R22M als effizient zu betrachten. Zudem kann R422A dabei nicht zum Einsatz kommen. Die besten Prozesse sind mit R438A für die Temperatur 80 °C und mit R22M für 120 °C erhältlich. Dadurch werden dementsprechend Verbesserungen von ca. 15,6 % und 21 % erzielt. Im Vergleich zu den Literaturangaben wie z.B. in [68] und [69] sind diese Quoten für gleiche Rahmenbedingungen bedeutsam (s. Abschnitt 2.3.2).

Ausgenommen von den Kondensationsbedingungen sind zudem die Druckparameter, bei denen die besten Zustände sich einstellen, quellentemperaturabhängig. Damit werden jeder

Temperatur nicht nur ideale Fluide sondern auch ideale Betriebsparameter den jeweiligen Prozessen zugeordnet [108]. Der nachfolgende Abschnitt wird dieses thermodynamische Verhalten noch weiter erklären.

### 5.3 Zusammenhang der Quellen- und kritischen Temperatur des Fluides

Es ist sehr informativ, den Effekt der Differenz zwischen der Wärmequellentemperatur und der kritischen Temperatur des Gemisches ( $\Delta T = T_{GW, \text{ein}} - T_{kr}$ ) näher zu beschreiben. Dazu werden drei Quellentemperaturen am Eintritt für ein einzelnes Gemisch wie z.B. R438A betrachtet (weitere Beispiele befinden sich im Anhang B). Hierbei wird der Einfluss des oberen Prozessdrucks auf die Nettoleistung, die Temperatur des Geothermalwassers am Austritt, die spezifische Arbeit des Prozesses und den Massenstrom des Arbeitsmittels analysiert (Abb. 5.6). Entsprechend den Quellentemperaturen sind somit drei Temperaturdifferenzen zu unterscheiden: (a)  $\Delta T = -5,5 \text{ °C}$  bei  $80 \text{ °C}$ , (b)  $\Delta T = +14,5 \text{ °C}$  bei  $100 \text{ °C}$  und (c)  $\Delta T = +34,5 \text{ °C}$  bei  $120 \text{ °C}$ .



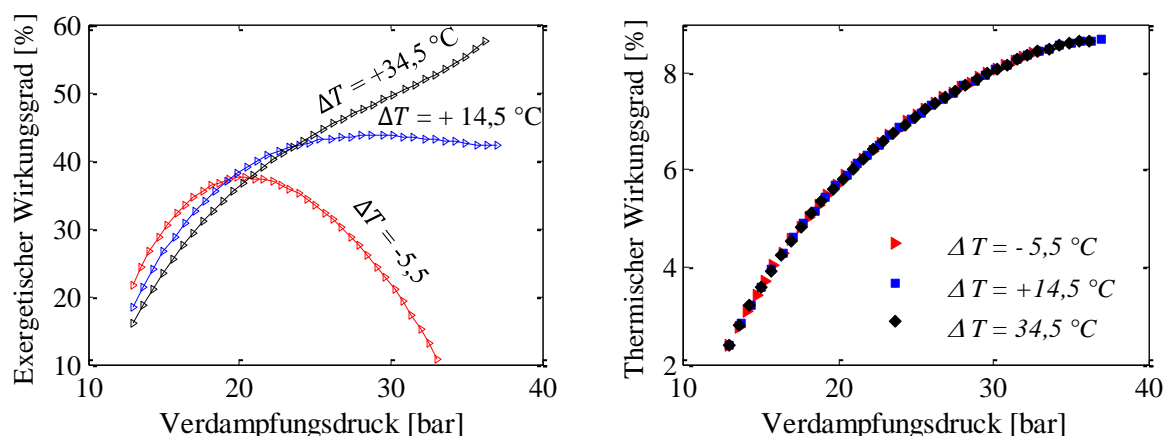
**Abb. 5.6:** Einfluss der Differenz zwischen der kritischen Temperatur des Gemisches und der Quellentemperatur auf die Nettoleistung (1), umlaufende Masse (2), Auskühlungstemperatur (3) und spezifische Arbeit (4) mit R438A.

Für die negative Differenz von  $-5,5 \text{ °C}$  (a) ist die Quellentemperatur leicht kleiner als die kritische Temperatur des Fluides, wobei nur das übliche Verhalten der Kennlinien zu sehen ist

(s. Abschnitt 4.4). Die erzielte Optimierung des Prozesses mittels zeotroper Gemische beruht überwiegend auf der bekannten Theorie von Temperaturgleit beim Phasenübergang. Wird die Quelltemperatur größer als die kritische Temperatur (b, c), kehrt sich das Vorzeichen der Differenz um. In diesen Fällen erfolgt eine Erhöhung des Massenstroms des Arbeitsmittels zusammen mit einer stärkeren Auskühlung des Geothermalwassers bei gleichen Betriebsdrücken und -temperaturen. Dies bewirkt wiederum eine Nettoleistungssteigerung trotz unveränderter spezifischer Nutzarbeit. Das Anheben des Massenstroms resultiert aus der größer werdenden Temperaturdifferenz ( $T_{GW, \text{ein}} - T_3$ ) in der Gl. 3.31 bei einer unveränderten latenten Verdampfungswärme ( $h_4 - h_3$ ) sowie einer festgesetzten Pinch-Punkt-Differenz. Dabei ist zu erkennen, je höher die positive Differenz ist, umso größer werden der Massenstrom und die Auskühlung des Geothermalwassers. Letzteres kann wiederum interpretieren, weshalb die steigende Quelltemperatur eine Steigerung der globalen Exergievernichtung und Senkung des ungenutzten Exergiestroms bewirkt.

Mit erhöhter Differenz verschiebt sich der optimale Verdampfungsdruck hin zu höheren Niveaus. Insbesondere führt die hier höchste positive Differenz von  $+34,5\text{ °C}$  (c) zu ungewöhnlichen Systemverhalten. Dabei steigt die Nettoleistung mit dem steigenden Verdampfungsdruck stetig an, während die Austrittstemperatur des Geothermalwassers ein Maximum aufweist, der Massenstrom dagegen ein Minimum.

Die maximale Nettoleistung, der höchste Massenstrom und die stärkste Auskühlung des Geothermalwassers geschehen zudem bei dem größtmöglichen Verdampfungsdruck und damit einer hohen spezifischen Arbeit, d.h. die beiden Leistungsterme weisen zur gleichen Zeit maximale Werte auf. Solche Größenverknüpfung kann einen Optimierungsansatz bilden. Der jeweils thermische und exergetische Wirkungsgrad wird auch über die gleiche Regelung idealisiert (Abb. 5.7).

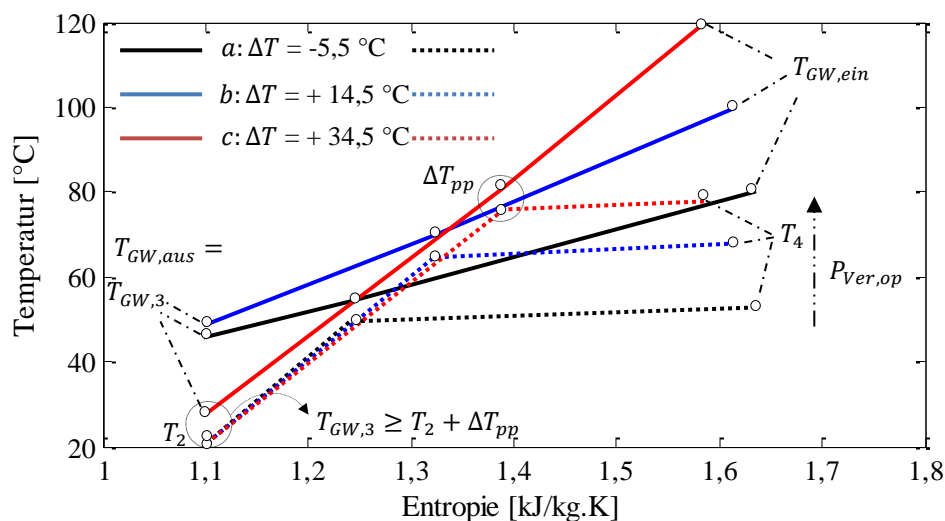


**Abb. 5.7:** Exergetischer (links) und thermischer (rechts) Wirkungsgrad mit R438A für verschiedene Differenzen zwischen der kritischen Temperatur des Gemisches und der Quelltemperatur.

Dabei ist eine stetig wachsende Kurve der jeweiligen Wirkungsgrade mit steigendem Druckparameter zu beobachten. Der exergetische Wirkungsgrad lässt sich weiterhin mit Vergrößerung der Differenz zwischen den genannten Temperaturen, jedoch ausschließlich im

Bereich der moderaten bis hohen Drücke, stetig bis 58 % verbessern; d.h. eine sehr effizientere Quellennutzung (s. auch [108]).

In anderer Hinsicht werden in der Abb. 5.8 zur zusätzlichen Veranschaulichung die Temperaturprofile der oberen Prozessseite bei den jeweiligen Differenzen und entsprechenden Leistungsmaxima dargestellt. Bei der großen Temperaturdifferenz (c) könnte somit eine gute Anpassung der Temperaturprofile im Vorwärmer realisiert werden. Für diesen Fall kann die Einstellung von möglichst hohen Verdampfungsparametern die durch Pinch-Punkt-Differenz verursachte Verhinderung der aktiven Wärmeumsetzung weitgehend beheben. Zur Erzielung attraktiver Effizienzsteigerung sollen aber angemessene Fluide entsprechend den festgesetzten Quellentemperaturen ausgesucht werden. Unter allen Gemischen können insbesondere hier die Typen wie z.B. R422A bei 100 °C und R22M bei 120 °C als sehr gute Beispiele dafür genannt werden.



**Abb. 5.8:** Temperaturprofile der Wärmezufuhr in  $T, s$ -Darstellung mit R438A für verschiedene Differenzen zwischen der kritischen Temperatur des Gemisches und der Quellentemperatur.

Die perfekte Anpassung der Temperaturprofile im Vorwärmer stellt dabei einen Extremfall (Grenzfall) der Anwendung dar, wobei die Pinch-Punkt-Differenz an jeweils deren Ein- und Austritt auftauchen kann. Hierbei muss die Wärmeträgertemperatur am Vorwärmeraustritt ( $T_{GW,3}$ ) größer als die Arbeitsmitteltemperatur an dieser Stelle ( $T_2$ ) oder mindestens größer als die Kondensationstemperatur auf der Siedelinie ( $T_{Kon,sl}$ ) sein, d.h.  $T_{GW,3} \geq T_2 + \Delta T_{pp}$  bzw.  $T_{GW,3} \geq T_{Kon,sl} + \Delta T_{pp}$  unter der Annahme  $T_2 \approx T_{Kon,sl}$ . Die Durchführbarkeit oder Einsatzmöglichkeit der Fluide wird dadurch begrenzt. Aus diesem Grund fällt R422A bei einer Quellentemperatur von 120 °C aus. Ebenso müssen Stoffe wie R402A, R404A, R410A, R403B und R422D bei ziemlich geringeren Arbeitsdrücken arbeiten, welches wiederum für die Verschlechterung deren Fähigkeiten ausschlaggebend ist (Abb. 5.5).

### 5.4 Trockenheitsgrad des Dampfes

Wie oben erwähnt, soll der Trockenheitsgrad des Dampfes am Turbinenaustritt bestimmte zulässige Grenzwerte nicht unterschreiten. Aus diesem Gesichtspunkt heraus erfolgt ein Vergleich der erzielten Trockenheitsgrade mit weithin akzeptierten Bezugswerten. In der Vorgehensweise dieser Arbeit wurde nach [6] ein gewünschter Grenzwert von 0,90 erwähnt. Für die vorliegende Studie wird aber der Minimalwert von 0,85 eingehalten, der von [109] als ausreichend dafür angesehen wurde.

Aus Abb. 5.9 ist zu erkennen, dass die meisten Gemische über ziemlich hohe Trockenheitsgrade, verglichen mit dem Minimalwert von 0,85, verfügen. Lediglich die Dampfqualität des nassen Gemisches R410A liegt sehr geringfügig unter dieser Schwelle mit 0,84. Dieses Verhalten besagt, dass die eventuellen negativen Folgen auf die zu verwendende Turbinentechnologie ausgeschlossen sind. Die Zustände, bei denen die idealen Leistungen erreicht wurden, werden folglich beibehalten und auch in der nachfolgenden Analyse betrachtet.

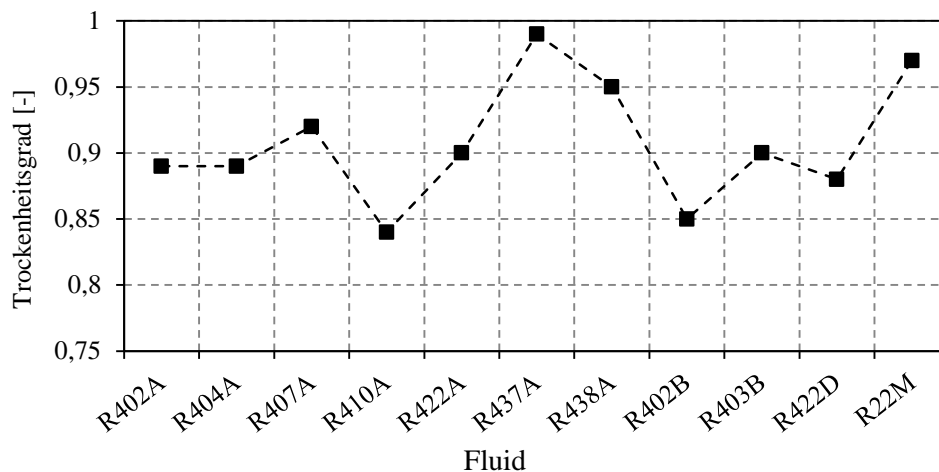
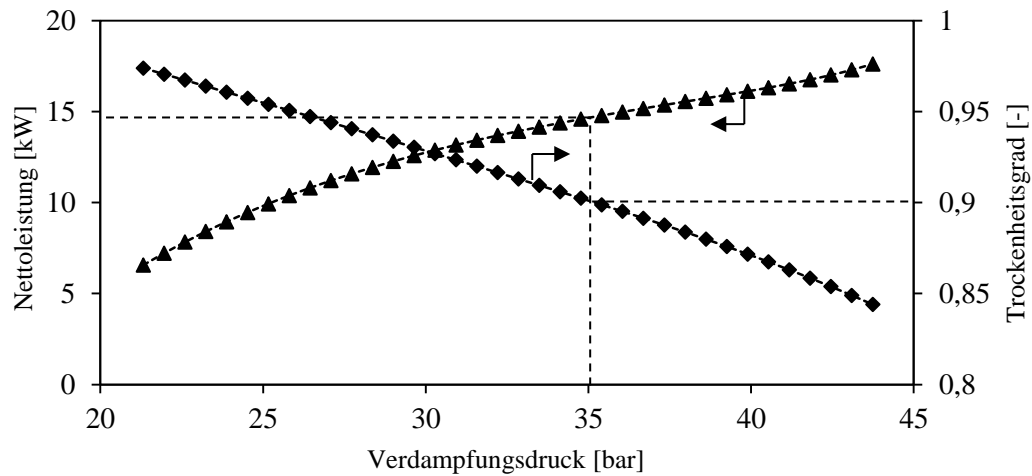


Abb. 5.9: Trockenheitsgrad des Dampfes am Turbinenaustritt mit den potenziellen Gemischen.

Unabhängig davon ist auch sehr informativ, den Einfluss, der in einigen Fällen sehr hohen gewünschten Grenzen der Dampfqualität, auf die Leistungsfähigkeit zu diskutieren. Falls der Grenzwert von 0,9 eingehalten würde, liefern hingegen einige Mischungen bei den erzielten typischen Leistungen keine guten Dampfqualitäten. Dabei ist diese Bedingung mit R422A noch erfüllt, mit den ähnlichen Stoffen wie z.B. R402A und R422D nicht mehr. Die Erzielung gewünschter Trockenheitsgrade ist jedoch immer noch möglich. Dazu soll der Verdampfungsdruck gesteuert werden, welches aber negative Effekte auf die Leistungserzeugungsrate zur Folge haben kann. In der Abb. 5.10 wird diese Maßnahme näher beleuchtet, wobei die Nettoleistung sowie der Trockenheitsgrad in Abhängigkeit des Verdampfungsdrucks des nassen R410A aufgetragen sind.

So erfordert eine Erhöhung des Trockenheitsgrades bis 0,9 eine Verringerung des Verdampfungsdrucks um 23 % und damit der abgegebenen Nettoleistung um 17,7 %. Diese Verringerung ist umso größer, je höhere Trockenheitsgrade erreicht werden sollen. Dadurch wird eine neue Einschränkung der effizienten Verwendung nasser zeotroper Gemische

geschaffen. Sie ist jedoch nicht relevant und wirkt sich für die nahezu isentropen Typen nicht extrem negativ aus.



**Abb. 5.10:** Relation der Nettoleistung und des Trockenheitsgrades mit R410A bei Variation des Verdampfungsdrucks.

Es wird zur Kenntnisnahme eine Übersicht über die eventuell resultierenden Effizienzverschlechterungen (*EV*) der ziemlich nassen Prozesse in der Tab. 5.2 gegeben, falls die Verdampfungsdrücke, zum Einhalten des Trockenheitsgrades von 0,9, nach unten geregelt werden.

**Tab. 5.2:** Effizienzverschlechterung beim Einhalten des Trockenheitsgrades von 0,9.

Gemisch	R402A	R404A	R402B	R422D
$\dot{W}_n [kW]$	18,89	17,88	16,73	18,96
$\eta_{Ex} [\%]$	48,49	45,91	42,95	48,67
* <i>EV</i> [%]	5,21	3,50	8,70	4,86

$$*EV = \frac{(\eta_{Ex,max} - \eta_{Ex}) \cdot 100}{\eta_{Ex,max}} \text{ oder } EV = \frac{(\dot{W}_{n,max} - \dot{W}_n) \cdot 100}{\dot{W}_{n,max}}.$$

In diesem Zusammenhang ergeben sich, durch die sich einstellenden geringen Verdampfungsbedingungen bei entsprechend geringer Quelltemperatur wie z.B. 80 °C, sehr gute Dampfqualitäten. Dabei sei darauf hingewiesen, dass hier die Höhe der Verdampfungsbedingungen eines Fluides nur im Vergleich zu seinem kritischen Punkt ausgedrückt wurde.

## 5.5 Anlagentechnische Kriterien

Bei Forschung neuer bzw. unüblicher Fluidklassen sollen, neben den anwendungsspezifischen Anforderungen, auch die anlagentechnischen Kriterien überprüft werden. Unter allen Baugruppen werden häufig die Größen der Turbine (Expander) sowie der Wärmeaustauschelemente als Metrik ausgewertet. Dabei gilt grundsätzlich, dass je kleiner deren Kennwerte sind, desto günstiger ist die Anlagenfertigung. Im Folgenden werden diese beiden technischen Faktoren bei der Quelltemperatur von 100 °C diskutiert.

### 5.5.1 Betrachtung zum Expander (Turbine)

Nach Macchi et al. [110] kann die tatsächliche Turbinengröße durch einen dimensional Parameter ( $SP$ ) annähernd abgeschätzt werden, mit

$$SP = (\dot{V}_{T,aus,is})^{0,5} / (\Delta h_{T,is})^{0,25} = (\dot{m}_{AM} \cdot v_{5,is})^{0,5} / (h_4 - h_{5,is})^{0,25}. \quad (5.1)$$

In der Gl. 5.1 ist  $\dot{V}_{T,aus,is} = \dot{m}_{AM} \cdot v_{5,is}$  der Dampfvolumenstrom am Turbinenausstritt und  $\Delta h_{T,is} = h_4 - h_{5,is}$  der Enthalpieabfall in der Turbine bei einer idealen isentropischen Entspannung. Dieser Faktor ist druckabhängig und spezifisch und weist unterschiedliche Verhaltensweisen je nach der Quelltemperatur und kritischen Temperatur des Fluides auf. Die steigenden Quelltemperaturen sind jedoch in diesem Term immer vorteilhaft.

Zu diesem Zweck haben Tchanche et al. [97] auch den realen Dampfvolumenstrom am Turbinenausstritt (Gl. 3.55) herangezogen. Die spezifischen Volumina am Turbinenausstritt werden hauptsächlich durch die im Kondensator relevanten Bedingungen bestimmt. Sie werden aber auch durch die Verdampferparameter beeinflusst, deren Zusammenhang durch den Fluidtyp und damit die Form des  $T, s$  - Diagramms bestimmt wird. Bei trockenen Fluiden ergibt sich eine direkte Proportionalität, bei nassen Fluiden eine indirekte.

Die sich einstellende umlaufende Masse (Massenstrom) des Fluides ist für das globale Verhalten der beiden Größen zum größten Teil entscheidend. Diese Kenntnisse wurden durch mehrere Simulationen gewonnen. Die Turbinenkriterien sind somit auch zustand- und fluidspezifisch. Die relevanten Ergebnisse der Berechnung dieser Faktoren sind in der Tab. 5.3 enthalten.

**Tab. 5.3:** Fluidabhängiger  $SP$ -Wert sowie realer Dampfvolumenstrom am Turbinenausstritt.

<i>Fluid</i>	<i>*SP</i> [m]	$\dot{V}_{T,aus}$ [m <sup>3</sup> /h]	$SP/W_n$ [m/kW]	$\dot{V}_{T,aus}/W_n$ [m <sup>3</sup> /h·kW]
R402A	0,0155	96,84	0,78 x10 <sup>-3</sup>	4,859
R404A	0,0160	99,68	0,86 x10 <sup>-3</sup>	5,379
R407A	0,0128	78,28	0,78 x10 <sup>-3</sup>	4,803
R410A	0,0125	67,17	0,71 x10 <sup>-3</sup>	3,812
R422A	0,0171	109,08	0,85 x10 <sup>-3</sup>	5,432
R437A	0,0147	106,90	0,94 x10 <sup>-3</sup>	6,845
R438A	0,0137	89,72	0,81 x10 <sup>-3</sup>	5,287
R402B	0,0137	80,34	0,74 x10 <sup>-3</sup>	4,386
R403B	0,0147	86,39	0,85 x10 <sup>-3</sup>	4,988
R422D	0,0157	102,06	0,79 x10 <sup>-3</sup>	5,148
R22M	0,0138	84,63	0,81 x10 <sup>-3</sup>	4,998
R227ea	0,0193	165,24	1,27 x10 <sup>-3</sup>	10,91

\*SP: Eng. Size Parameter.

Anzumerken ist, dass die erhaltenen globalen  $SP$ -Werte der untersuchten Gemische trotz der erhöhten Nettoleistungserzeugungsraten noch kleiner als derjenige vom Referenzfluid sind. Die erforderliche Turbinengröße für jede 1 kW abgegebene Nettoleistung (leistungsbezogene  $SP$ -Werte) ist folglich deutlich geringer. Es könnten sogar Verringerungen der Turbinengröße

bis ca. 40 % pro kW gegenüber R227ea erreicht werden. Dies beruht auf den geringen spezifischen Volumina am Ende der Entspannungsprozesse der nassen und isentropen Fluide verglichen mit den retrograden. Die Analyse hinsichtlich des realen Volumenstroms am Turbinenausgang liefert daher ähnliche Argumente. Wie aus der obigen Tabelle ersichtlich, verfügen die Mischungen über geringe globale sowie leistungsbezogene Volumenströme gegenüber dem Referenzwert. Dies würde bestätigen, dass die für die bekannten Fluide verwendete Turbinentechnologie für solche Mischungen vergünstigt oder mindestens ohne zusätzlichen Aufwand hergestellt werden könnte. Ein Vergleich der Gemische untereinander zeigt darüber hinaus, dass die Abweichungen der leistungsbezogenen  $SP$ -Werte ziemlich geringfügig sind. Dabei gehören aber die kleinsten Werte zu R410A und R402B. Theoretisch könnten jedoch diese Stoffe zur Erzeugung bestimmter Leistung mit gleicher Turbine zum Einsatz kommen.

Zur Beurteilung der erforderlichen Turbinenstufen zur Gewährleistung eines verbesserten isentropischen Wirkungsgrades ist die Abschätzung des volumetrischen Expansionsverhältnisses (oder Kompressibilitätsparameter) erforderlich (Gl. 3.56). Für einstufige Axialturbinen sind isentropische Wirkungsgrade von mindestens 80 % für ein Expansionsverhältnis unterhalb von 50 möglich. Die oberhalb dieser Schwelle liegenden Werte erfordern Extrastufen zur Verwirklichung solcher isentropischen Wirkungsgrade. Letzteres ist aber nur bei sehr hohen Quellentemperaturen und Fluiden mit hohen kritischen Temperaturen angetroffen, da sehr hohe Expansionsverhältnisse realisierbar sind [111, 112, 113]. In dieser Arbeit liegen alle berechneten Expansionsverhältnisse deutlich unterhalb der genannten Schwelle, womit eine einstufige Turbine ausreichend ist. In diesem Kontext wird letztendlich zur Entspannung der organischen Dämpfe aufgrund der hohen molekularen Masse eine besondere Turbine benötigt. In Vergleich zum Wasser kann die molekulare Masse einiger Medien wie z.B. R227ea ca. 9,5-fach größer sein.

### 5.5.2 Betrachtung zu Wärmeaustauschelementen

Aus der Wärmelehre ist bekannt, dass die Temperaturdifferenz, der übertragene Wärmestrom und der Wärmedurchgangskoeffizient die charakteristischen Größen zur Auslegung eines Wärmeübertragers sind. Kommt die Methode der logarithmischen mittleren Temperaturdifferenz ( $LMTD$  bzw.  $\Delta T_{m,log}$ ) zum Einsatz, ergibt sich der Wärmestrom ( $\dot{Q}$ ) als Produkt des gesamten Wärmedurchgangskoeffizienten ( $k$ ), der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz ( $\Delta T_{m,log}$ ) und der Wärmeübertragerfläche ( $A$ ) [92], mit

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_{m,log}. \quad (5.2)$$

Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta T_{m,log}$  berechnet sich für einen idealen Gegenstromwärmeübertrager durch

$$\Delta T_{m,log} = (\Delta T_{gro\beta} - \Delta T_{klein}) / \ln(\Delta T_{gro\beta} / \Delta T_{klein}). \quad (5.3)$$

Ist  $\Delta T_{gro\beta} = \Delta T_{klein}$ , dann gilt die arithmetische Temperaturdifferenz:



$$\Delta T_{m,log} = (\Delta T_{gro\beta} + \Delta T_{klein})/2 = \Delta T_{gro\beta} = \Delta T_{klein}. \quad (5.4)$$

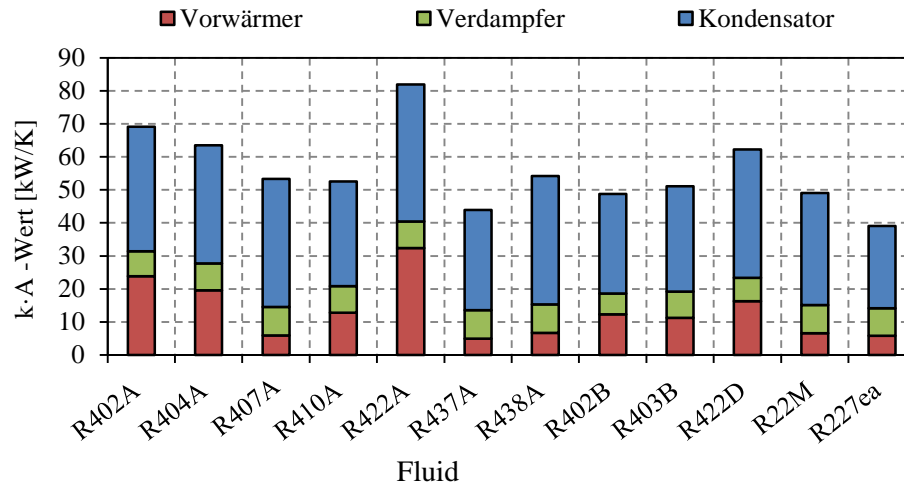
$\Delta T_{gro\beta}$ ,  $\Delta T_{klein}$  sind die größte und kleinste Temperaturdifferenz zwischen dem heißen und kalten Medium. Der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  ist durch den Begriff des flächenbezogenen Gesamtwärmewiderstandes  $R$  mit den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{F1}$  und  $\alpha_{F2}$  sowie der spezifischen molekularen Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  gekoppelt.

$$R = 1/(k \cdot A) = 1/(\alpha_{F1} \cdot A_1) + l/(\lambda \cdot A) + 1/(\alpha_{F2} \cdot A_2). \quad (5.5)$$

In der Gl. 5.2 können beide, der Wärmestrom und die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz eines einzelnen Wärmeübertragers, durch die Bestimmung der thermodynamischen Zustände der Medien aus den einschlägigen Bedingungen berechnet werden. Der gesamte Wärmeübertragungskoeffizient ist aber eine Funktion einer Anzahl von verschiedenen Variablen, die an die Eigenschaften der Strömung der Medien und an die Geometrie sowie das Material des Wärmeübertragers gebunden sind. Die Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten erfordert somit eine Auswahl oder Design eines spezifischen Wärmeübertragers, welches hier nicht weiter betrachtet werden soll.

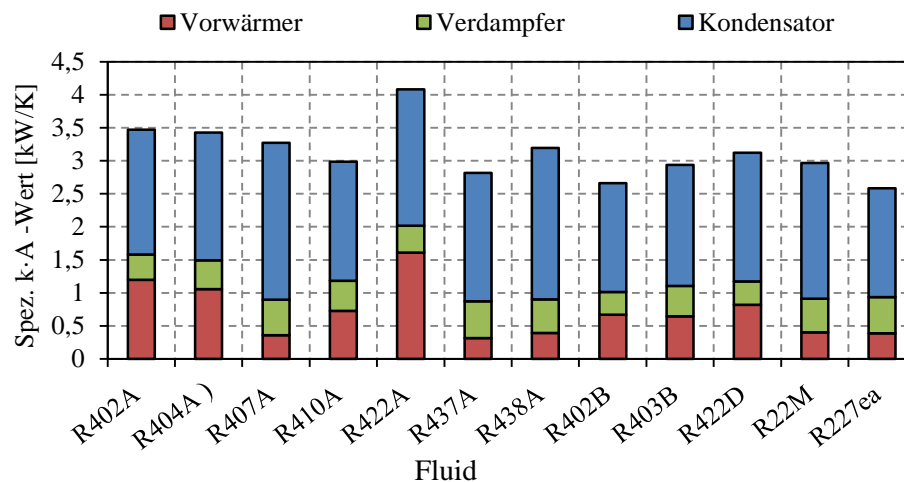
Es wird daher nur eine vereinfachte Analyse der Wärmeübertragungsflächen angenommen. Dafür wird das Produkt der jeweils erforderlichen Wärmeaustauschfläche und des Wärmedurchgangskoeffizienten (  $k \cdot A = \dot{Q}/\Delta T_{m,log}$  ) ermittelt. Dieses Produkt kann näherungsweise die erforderlichen gesamten Wärmeübertragungskapazitäten widerspiegeln und wurde daher öfters zur Bewertung der Wärmeaustauschfläche gewählt [33, 46, 114, 115, 116]. Dies ist insbesondere gültig, wenn das Wasser sowohl als Wärmeträger als auch als Kühlmedium dient. Die Wärmeleitfähigkeit des Wassers variiert im Temperaturbereich 10 - 120 °C von 0,58 bis 0,68 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup> und ist somit viel höher (mehr als das 6-fache) als der höchste Wert der Wärmeleitfähigkeit der organischen Medien (wie z.B. R410A bis 0,0917 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup> bei 20 °C). Andererseits sind die Differenzen der Wärmeleitfähigkeiten der organischen Medien vergleichbar gering. Der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient wird daher vor allem durch die Eigenschaften des Wassers beeinflusst. Damit können die Abweichungen der gesamten Wärmedurchgangskoeffizienten unterschiedlicher organischer Fluide unter gleichen, treibenden Bedingungen ziemlich gering sein [117]. In diesem Fall spielen die Einflussfaktoren von Temperaturprofilen bzw. -differenzen sowie den umgesetzten Wärmeströmen für den unterschiedlichen Aufwand der Wärmeübertrager die wichtigere Rolle.

Im Allgemeinen werden für Übertragung erhöhter globaler umgesetzter Wärmeströme auch hohe gesamte Wärmeübertragungskapazitäten erwartet. Abb. 5.11 gibt die fluidspezifischen  $k \cdot A$ -Werte der Wärmeübertrager an. Damit sind die erzielten Leistungsverbesserungen mit erhöhtem Aufwand der totalen Wärmeübertragungskapazitäten verknüpft. Insbesondere wird bei diesem Bewertungsniveau der größte gesamte Flächenbedarf für R422A benötigt, der sich um das ca. 2-fache, verglichen mit der Referenz (R227ea), vergrößert.



**Abb. 5.11:** Fluidabhängige, gesamte erforderliche Wärmeübertragungskapazitäten ( $k \cdot A$ -Wert) der Wärmeübertrager.

Um diesbezüglich die technischen Anforderungen besser bewerten zu können, werden die Wärmeübertragungskapazitäten spezifisch (pro 1 kW) in der Abb. 5.12 beziffert. So wird noch deutlicher, dass das Verfahren mit den meisten zeotropen Gemischen durch einen ziemlich hohen Wärmeübertrageraufwand je kW-Nettoleistung gekennzeichnet ist. Für R422A wird auch noch mit der größten Summe des Flächenbedarfes, mit dem ca. 1,5-fachen je 1 kW verglichen mit R227ea, gerechnet.



**Abb. 5.12:** Fluidabhängige, spezifische Wärmeübertragungskapazitäten ( $k \cdot A$ -Wert) der Wärmeübertrager.

Der zusätzliche Aufwand ergibt sich vor allem aus dem erhöhten Flächenbedarf des Kondensators sowie Vorwärmers. Dabei werden deutlich größere Kondensatorflächen benötigt. Der beträchtliche Bedarf an zusätzlicher Vorwärmerfläche entsteht aber jeweils nur für R422A und R402A. Im Gegensatz dazu sind die erforderlichen Verdampfungsflächen geringfügig kleiner als der Vergleichswert.

Dies lässt sich einfach durch die fallspezifischen umgesetzten Wärmeströme sowie die Anpassung der Temperaturprofile der Medien begründen (Gl. 5.2). Tab. 5.4 zeigt die

leistungsbezogenen Wärmeströme und die mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen der jeweiligen Wärmeübertrager.

**Tab. 5.4:** Fluidabhängige, spezifische Wärmeströme und mitt- log. Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern.

Fluid	$\dot{Q}_{Vor}$ [kW]	$\dot{Q}_{Ver}$ [kW]	$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	$\Delta T_{m,log,Vor}$ [°C]	$\Delta T_{m,log,Ver}$ [°C]	$\Delta T_{m,log,Kon}$ [°C]
R402A	8,62	5,27	12,90	7,19	13,92	6,82
R404A	8,01	6,60	13,62	7,57	15,13	7,04
R407A	5,02	7,84	11,87	13,97	14,67	5,00
R410A	7,08	6,83	12,91	9,72	15,00	7,16
R422A	8,69	6,05	13,75	5,39	14,96	6,65
R437A	4,29	8,72	12,02	13,65	15,64	6,19
R438A	5,28	7,44	11,72	13,45	14,59	5,11
R402B	8,09	3,91	11,01	12,07	11,37	6,68
R403B	6,92	6,68	12,60	10,73	14,60	6,86
R422D	8,27	4,38	11,65	10,10	12,40	5,97
R22M	7,37	3,72	10,10	15,01	8,87	5,77
R227ea	4,91	8,69	12,60	12,72	15,80	7,51

Die Differenz der Temperaturprofile hängt von den erreichten Prozesstemperaturen ab, während der thermische Wirkungsgrad für die Bestimmung des erforderlichen Wärmestroms zur Erzeugung von 1 kW-Nettoleistung maßgeblich ist. So sind aufgrund der geringen Unterschiede der thermischen Wirkungsgrade (s. Abb. 5.4) die Abweichungen der Kondensatorlasten zum Referenzfall auch ziemlich gering. Somit sind vor allem die Anpassung der Temperaturprofile und damit die Verringerung der logarithmischen mittleren Temperaturdifferenz für die zusätzliche Erhöhung des Kondensatoraufwandes verantwortlich. Die berechneten Temperaturdifferenzen liegen dabei nur geringfügig über dem festgesetzten Pinch-Punkt-Wert und entsprechen sogar bei einigen Gemischen, wie R407A, genau der Pinch-Punkt-Differenz (perfekte Temperaturanpassung  $\Delta T_{gro\beta} = \Delta T_{klein} = \Delta T_{pp}$ ). Dies beruht wiederum auf dem Temperaturgleit im Kondensator, wobei R407A den größten Temperaturgleit und damit eine Kondensationsfläche von ca. dem 1,35-fachen des Referenzwertes hat. Ähnliches gilt für R438A mit einer Vergrößerung der Kondensationsfläche um das ca. 1,3-fache des Referenzwertes. Einzig im Fall von R422A ist neben dem Temperaturgleit der hohe Wärmestrom für die Erhöhung des Kondensatoraufwandes verantwortlich.

Bei der Wärmezufuhr fällt besonders auf, dass einige Arbeitsmittel höhere Wärmeströme und niedrigere Temperaturdifferenzen in deren jeweiligen Vorwärmern als in den Verdampfern aufweisen. Dies resultiert zum einen aus der hohen Differenz zwischen der erreichten Verdampfungstemperatur und der festgesetzten Quellentemperatur (s. Abb. 5.8). Zum anderen führt die geringe latente Wärme ( $\Delta h_{lat} = h_4 - h_3$ ) bei diesen Bedingungen zur Verringerung des Wärmestroms im Verdampfer. Deswegen verringern sich die Wärmeübertragungskapazitäten der Verdampfer gegenüber den Vorwärmern. Verglichen mit dem Referenzwert müssen höhere Wärmelasten in den Vorwärmern der jeweils effizienteren Gemische umgesetzt werden, welches zusammen mit den verringerten Temperaturdifferenzen zur erheblichen Erhöhung der Wärmeübertragungskapazitäten führt. Beispielhaft beträgt

dieser Anstieg bis ca. dem 3,17-fachen für R422A. Dies gilt auch für R402A und R404A sowie einigermaßen auch für R422D und R410A. Im Gegensatz dazu ist die geringe Belastung der Verdampfer für die Begünstigung deren Wärmeübertragungsflächen verantwortlich.

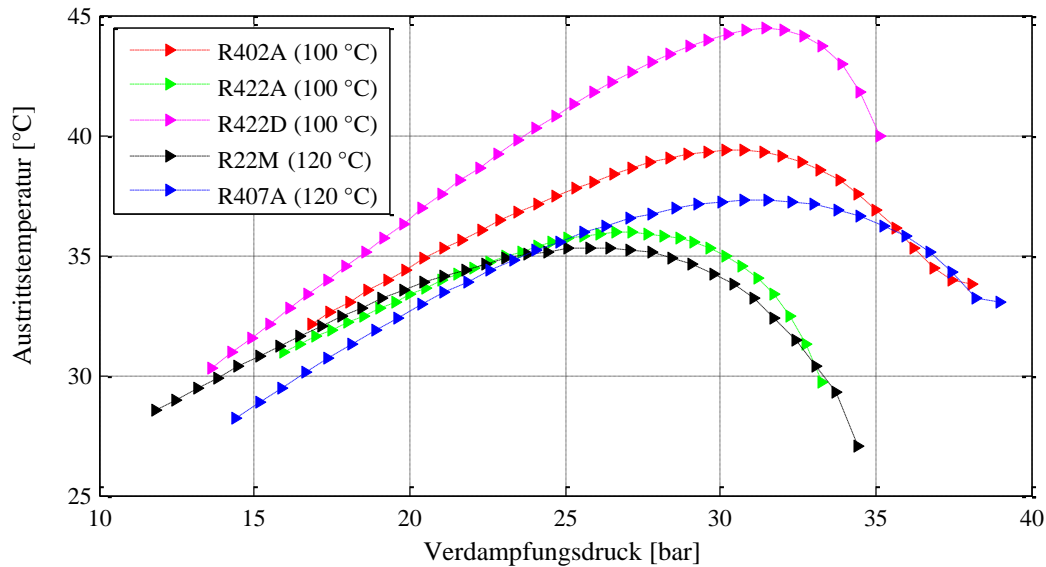
Der große Temperaturgleit beim Phasenübergang ist nicht unbedingt vorteilhaft. Laut Abb. 5.2 erhöht sich beispielsweise die Leistung von R422D um ca. 22,34 % gegenüber R407A, obwohl das Letztere über einen deutlich größeren Temperaturgleit verfügt. Andererseits ist mehr Flächenbedarf, ca. 4,5 %, für R407A erforderlich. In diesem Vergleichsfall wirkt sich der große Temperaturgleit nur nachteilig, besonders auf den Kondensatoraufwand, aus. Und damit ist R422D gegenüber R407A absolut zu bevorzugen.

Hinsichtlich der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten liegen in der Literatur unterschiedliche Experimentberichte vor. Unter gleichen Bedingungen kann sich der konvektive Wärmeübergangskoeffizient eines Gemisches aufgrund der Verminderung der Menge der flüchtigeren Flüssigkeit in der Nähe der Flüssigkeits-Dampf-Schnittstelle verringern [118, 119]. Bei Berücksichtigung der Transporteigenschaften der flüssigen Phase kann aber auch das Gemisch genauso wie die reinen Fluide behandelt werden. So führt die höhere thermische Wärmeleitfähigkeit des Gemisches unter gleichen Betriebsbedingungen zu einem hervorragenden Wärmeübergangskoeffizienten. Diese Analysesystematik wurde von [120, 121, 122] bei der Bewertung der einphasigen und zweiphasigen Wärmeübergangskoeffizienten von R410A im Vergleich zu R134a und R236fa in einem gelöteten Plattenwärmetauscher angewendet. Die Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverluste steigen dabei mit der sich erhöhenden Reynolds-Zahl (oder äquivalente Reynolds-Zahl) sowie der Erhöhung der gewählten Wärmestromdichte an der Wand (beim Phasenübergang), und umgekehrt. Letztere Vorgehensweise stimmt mit den anhand zahlreicher Referenzen zusammengefassten Kriterien zur Vorauswahl eines Arbeitsmittels überein (s. Abschnitt 3.3). Mit Hilfe der Transporteigenschaften der flüssigen Phase wird somit eine qualitative Vorabschätzung der Wärmeübergangskoeffizienten unterschiedlicher Fluide unter vordefinierten Voraussetzungen ermöglicht. Diesbezüglich weisen die hier untersuchten Gemische vergleichsweise keine schlechten Transporteigenschaften auf (s. Anhang B).

## **5.6 Einsatz mit KWK**

### **5.6.1 Überprüfung des Einsatzpotenzials**

Zu diesem Zweck wird die Wärmeträgertemperatur am Kraftwerkaustritt bei mehreren oberen Drücken überprüft. In der Abb. 5.6 wird dieser Zusammenhang für R438A wiedergegeben. Weitere Zusammenhänge mit weiteren Gemisch-Prozessen sind in der Abb. 5.13 dargestellt. Anzumerken ist, dass die maximal erreichten Temperaturen nicht der nominalen Vorlauftemperatur (75 °C) des Heizsystems entsprechen. Mit solchen Fluidklassen ist somit die Kreisprozesseinbindung in eine Serienanordnung unter den aktuellen Umständen nicht möglich, sondern es wird ausschließlich die Parallelanordnung vorgesehen. Dabei soll aber noch gezeigt werden, inwieweit die Anlageergiebigkeit dadurch erhöht werden kann.



**Abb. 5.13:** Verlauf der Geothermalwassertemperatur am Kreisprozessaustritt mit verschiedenen Gemischen in Abhängigkeit des Verdampfungsdrucks.

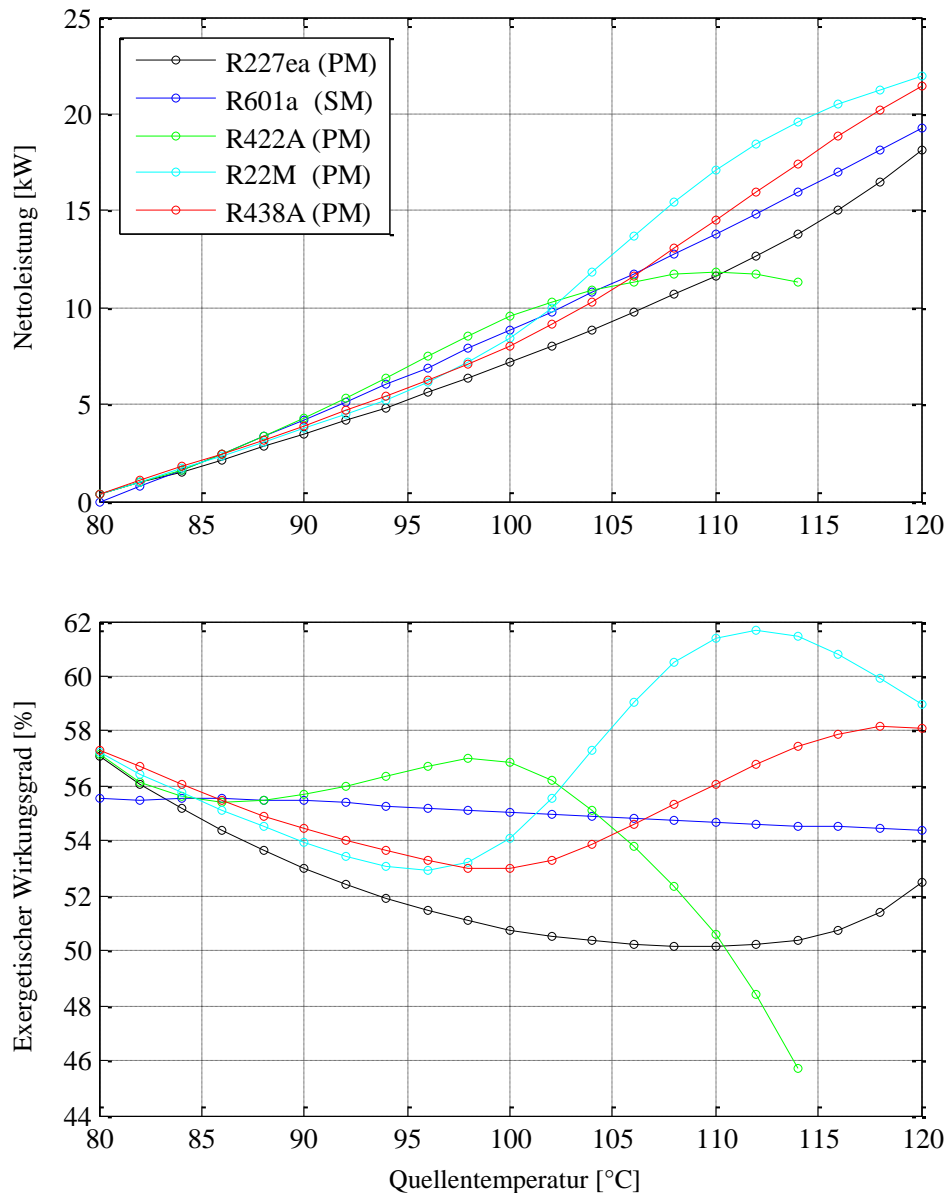
### 5.6.2 Ergebnisse der zeotropen Gemische mit dem Parallelmodell

Die Medien R438A (PM), R422A (PM) und R22M (PM) werden ohne weiteres vorgesehen. Als Referenz wird der Kreisprozess mit R601a im Serienmodell R601a (SM) sowie mit R227ea im Parallelmodell R227ea (PM) zugrunde gelegt, da diese nach [34] und [37] sowie den im Abschnitt 4.5 gewonnen Erkenntnissen als Stand der Technik anzusehen sind.

Für die Sensitivitätsanalyse zur Quellentemperatur werden die Heizsystembedarfe bei den nominalen Werten nach Tab. 4.1 konstant gehalten, wobei die Heizlast 100 kW gewählt wird. In der Abb. 5.14 sind die berechnete technische Leistung und der exergetische Wirkungsgrad aufgetragen.

Bei dem gewählten Zustand beweist das Parallelmodell mit den Gemischen den effizienteren Kreislauf. Die erzielten Steigerungen variieren mit der Quellentemperatur erheblich. Im Vergleich zu der Referenz R601a (SM) produziert R22M (PM) bei 112 °C ca. 24 % mehr Leistung, während diese Quote bei 105 °C nur bei ca. 8 % liegt. Somit sind diese Anwendungen bei höheren Temperaturen viel interessanter als bei den niedrigen. Bei sehr niedrigen Temperaturen unter 90 °C ist sogar die Fluid- sowie Konzeptwahl nur von geringerer Bedeutung.

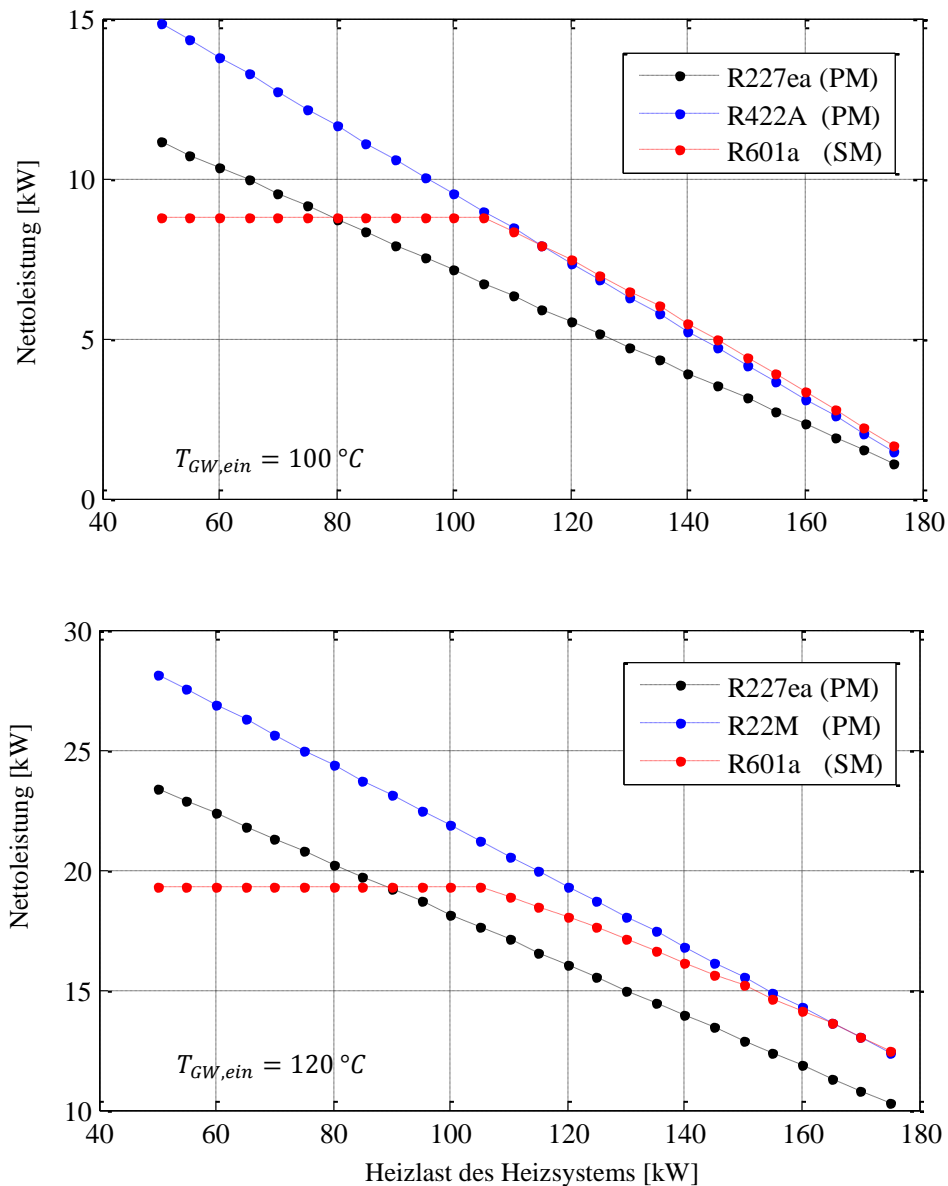
Der exergetische Wirkungsgrad liefert qualitativ gleiche Aussagen, jedoch entspricht er nicht dem Verlauf der Leistung. Während die Leistung kontinuierlich wächst, zeigt der exergetische Wirkungsgrad abwechselnd lokale Maxima und Minima. Die Maxima beruhen auf der erheblichen Leistungsverbesserung bei diesen Quellentemperaturbereichen, die somit für den Einsatz dieser Fluide besonders typisch sind.



**Abb. 5.14:** Nettoleistung (oben) sowie exergetischer Wirkungsgrad (unten) mit R438A, R422A und R22M gegenüber R227ea im Parallelmodell sowie im Vergleich zu R601a im Serienmodell in Abhängigkeit der Quelltemperatur.

Andererseits ist die zunehmende Exergievernichtung im Heizsystem der wesentliche Grund für die entstehenden Minima. Aufbauend darauf ist R422A (PM) für eine Temperatur von 97 °C und R22M (PM) für 112 °C äußerst vielversprechend. Der unstetige Verlauf der Kurven für R422A (PM) sowie die abnehmende Tendenz nach dem zweiten Optimum, auch für R22M (PM), ist auf die thermodynamische Einschränkung am ORC-Austritt zurückzuführen (s. Abschnitt 5.2 sowie Abb. 5.5).

Weiterhin ist unter der Prämisse von Variationen der Heizsystembedarfe (Teillastverhalten) die erzielte Leistung für zwei Geothermalwassertemperaturen in der Abb. 5.15 erkennbar. Bei konstanten Vor- und Rücklauftemperaturen von 75/50 °C können die zeotropen Fluidgruppen die konventionellen Fluide im breiten Bereich der thermischen Heizsystembedarfe ersetzen. Sie sind sogar eine maßgeschneiderte Lösung für Optimierung des Parallelmodells.



**Abb. 5.15:** Nettoleistung mit R422A und R22M gegenüber R227ea im Parallelmodell sowie im Vergleich zu R601a im Serienmodell bei Variation der Heizlast des Heizsystems und zwei Quellentemperaturen.

Mit diesen Medien kann ebenfalls das Parallelmodell, bei eventuellen Variationen der Vor- und Rücklauftemperaturen, ein produktiveres KWK-Muster bieten, insbesondere bei hohen Vorlauftemperaturen des Wärmeabnehmers. Die leichten Defizite scheinen dabei bei Kombination von hohen Wärmelasten und niedrigen Rücklauftemperaturen zu existieren. Im Anhang B sind die Ergebnisse bei verschiedenen Kombinationen von Heizlasten und Vor- und Rücklauftemperaturen zu finden.

## 6 Untersuchung erweiterter Systemkreisläufe (-modelle) mit/ohne Verfahrensoptimierung des Kreisprozesses

Als andersartige Optimierungsansätze werden weitere Systemkreisläufe (KWK-Modelle) erarbeitet, in denen spezielle Kreisprozessverfahren oder innovative Kopplungen mit dem Wärmeträger vorgenommen werden. Dabei soll eine Minimierung der Pinch-Punkt-Differenz-Problematik im Heizsystem erzielt werden. Aufgrund der überlappenden oder nicht konsequenten Anordnung der Wärmezufuhr-Elemente zum Wärmeträger werden diese Modelle dann als Hybride (HB) bezeichnet. Im Nachfolgenden werden diese im Vergleich zu den Referenzen (klassisches Serien- und Parallelmodell) beschrieben, wobei nur die wesentlichen Differenzen detailliert werden. Zur thermodynamischen Auslegung soll auf die im Kapitel 3 eingeführten Bilanzen zurückgegriffen werden.

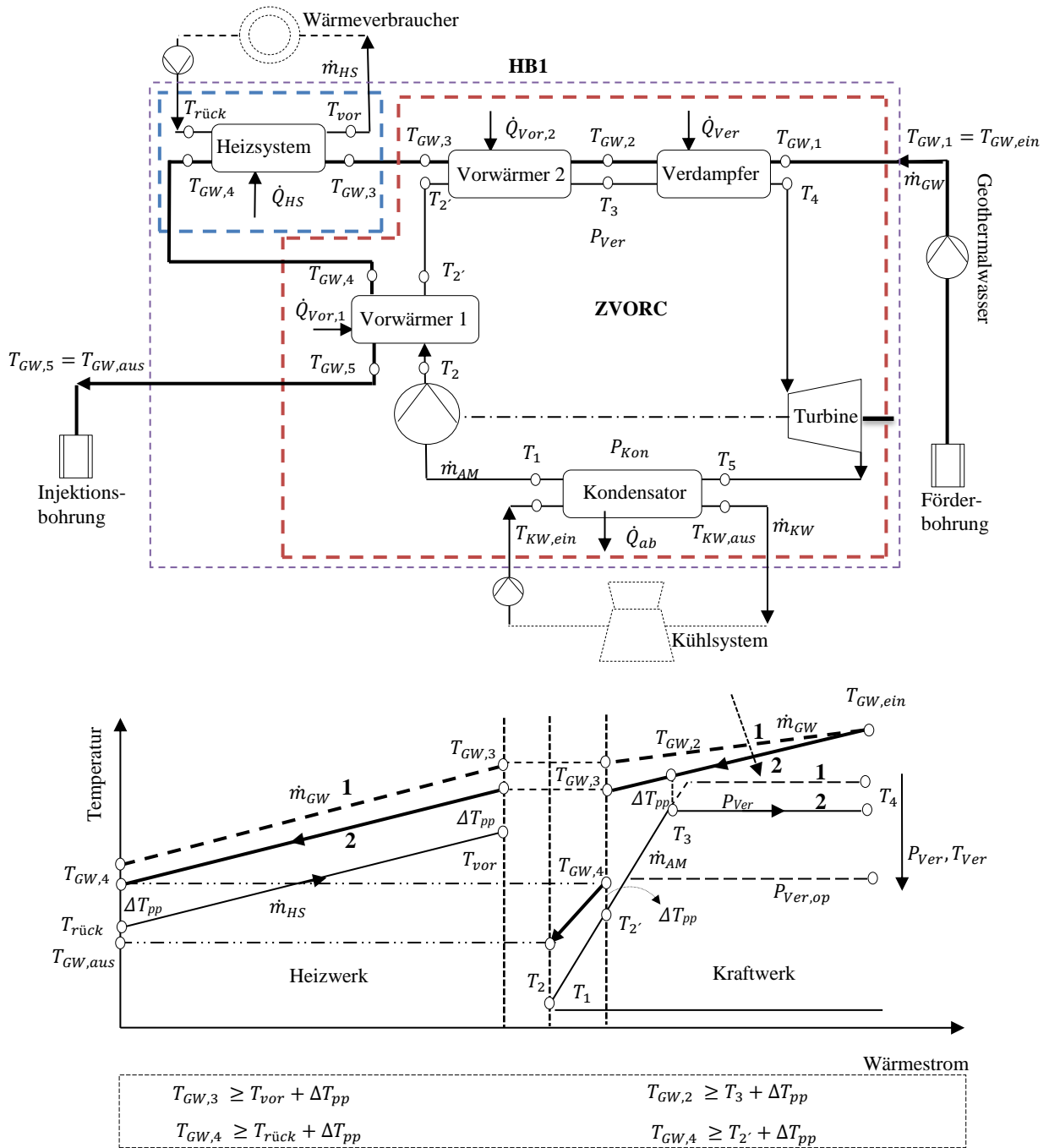
### 6.1 Hybridsystem mit Zwei-Vorwärmer-Prozess (ZVORC): HB1

Als erstes Entwicklungsverfahren bei Beibehaltung der Baugruppen-Kaskade werden zwei Arbeitsmittel-Vorwärmer anstelle von einem verwendet. Der erste Vorwärmer wird dem Heizsystem nachgeschaltet und arbeitet als externer Rekuperator, während der zweite direkt üblich nach dem Verdampfer eingebunden wird. Das Layout des resultierenden Hybridsystems zeigt die Abb. 6.1. Zunächst erfolgt eine Wärmezufuhr im Verdampfer und zweiten Vorwärmer (2), anschließend wird die erforderliche Wärme ans Heizsystem abgegeben. Im letzten Schritt erwärmt das Geothermalwasser das Arbeitsmittel im ersten Vorwärmer (1), bevor es in die Erde zurückgeleitet wird.

Im Unterschied zur Verwendung eines internen Rekuperators (s. Abschnitt 2.2.1) wird hier die Energie direkt aus der Wärmequelle und nicht intern aufgenommen. Die Effektivität ist daher von der Dampftemperatur am Turbinenaustritt unabhängig sondern folgt der stellenspezifisch vorliegenden Quellentemperatur.

Die symbolische Darstellung der Temperaturprofile bei der Wärmezufuhr und des dadurch angestrebten Optimierungsansatzes für einen thermodynamischen Zustand wird wieder in der Abb. 6.1 aufgezeigt. Zur Erklärung soll zuerst auf die in den Abschnitten 4.4 und 4.5 eingeführten Analysen zurückgegriffen werden. Darin wurde dargelegt, dass die Nettoleistung (bei freiem Verhalten) ein Optimum gegenüber dem variierenden Verdampfungsdruck besitzt (vgl. Abb. 4.5). Im klassischen Serienmodell weist der Kreisprozess in seiner Basisführung infolge der Beeinflussung durch das Heizsystem keinen optimalen Zustand auf. Der eingestellte Druck ist dabei definitiv höher als der ideale. Nun zeigt die Abb. 6.1, dass bei weiterer Nutzung des Geothermalwassers durch den ersten Vorwärmer (1) das Arbeitsfluid mit höherer Temperatur ( $T_2'$ ) als die ansonsten am Pumpenausgang ( $T_2$ ) vorliegende Temperatur (oder als die Kondensationstemperatur ( $T_{Kon}$ )) bei gleichem Druck in den zweiten Vorwärmer eintritt.





**Abb. 6.1:** Schaltschema mit parametrischer Darstellung und Temperaturprofilen sowie Wirkungsprinzip des geothermischen KWK-Hybridsystems (HB1) mit Zwei-Vorwärmer-Prozess (ZVORC).

Die maximal erreichbare Temperatur des Arbeitsmittels am Austritt des ersten Vorwärmers (1) hängt von der Geothermalwassertemperatur am Heizsystemaustritt ab ( $T_{2'}(T_{GW,4}, \Delta T_{pp})$ ), es gilt im Extremfall (Grenzfall):

$$T_{2'} = T_{GW,4} - \Delta T_{pp}; \quad h_2(T_{2'}). \quad (6.1)$$

Infolgedessen verringert sich die Wärmezufuhr im zweiten Vorwärmer (2) und damit verlässt das Geothermalwasser ihn mit einer anderen, höheren Temperatur als die gemäß dem Heizsystembedarf im Fall des klassischen Serienmodells bei Einhaltung der Bedingung nach Gl. 4.4, 4.5 bereits erreichte. Anhand Gl. 3.36 gilt:

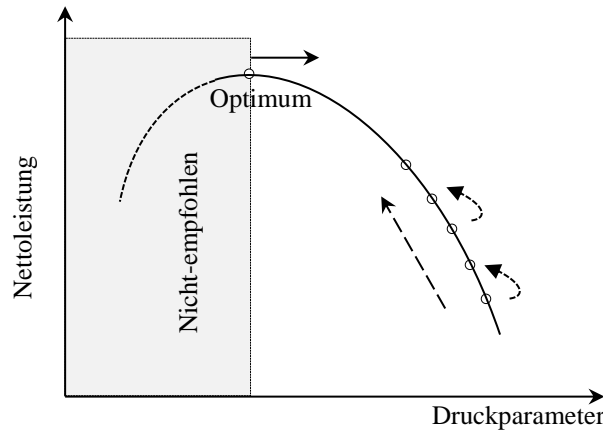
$$\dot{Q}_{Vor,2} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_3 - h_{2'}) < \dot{m}_{AM} \cdot (h_3 - h_2); \quad h_{2'} > h_2, \quad (6.2)$$

$$\underbrace{\left[ T_{GW,ein} - \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_{2'})}{\dot{m}_{GW} \cdot C_{p,GW}} \right]}_{T_{GW,3,HB1}} > \underbrace{\left[ T_{GW,ein} - \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2)}{\dot{m}_{GW} \cdot C_{p,GW}} \right]}_{T_{GW,3,SM}}. \quad (6.3)$$

Sind die Druckparameter gleichbleibend, ist die Temperatur  $T_{GW,4,HB1}$  am Heizsystemaustritt zu hoch und das System kommt zu nicht reduzierten gesamten Verlusten.

$$\underbrace{T_{GW,ein} - \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_{2'}) + \dot{Q}_{HS}}{\dot{m}_{GW} \cdot C_{p,GW}}}_{T_{GW,4,HB1}} > \underbrace{T_{GW,ein} - \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2) + \dot{Q}_{HS}}{\dot{m}_{GW} \cdot C_{p,GW}}}_{T_{GW,4,SM}}. \quad (6.4)$$

Zur Nutzung des überschüssigen Potenzials soll die Anpassung an den Heizsystembedarf, genauso wie bei dem klassischen Serienmodell, wiederhergestellt werden. Dies erfolgt wiederum durch Einstellung eines verringerten Druckniveaus (Abb. 6.2), wodurch die Verdampfungstemperatur sich verringert und mehr umlaufende Arbeitsmittelmasse fließt.



**Abb. 6.2:** Druck-Nettleistung-Diagramm für übliche reine Arbeitsmittel.

Die Temperaturprofile wandern dadurch nach unten, das bedeutet:

$$T_{GW,3,HB1}(P_{Ver}) = T_{GW,3,SM} = T_{GW,ein} - \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_{2'})}{\dot{m}_{GW} \cdot C_{p,GW}}, \quad (6.5)$$

$$T_{GW,4,HB1}(P_{Ver}) = T_{GW,4,SM} = T_{GW,ein} - \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_{2'}) + \dot{Q}_{HS}}{\dot{m}_{GW} \cdot C_{p,GW}}. \quad (6.6)$$

Diese Prozedur führt notwendigerweise dazu, dass der neue Druckpunkt näher am optimalen liegt (Abb. 6.2). Aus einer anderen Sicht fließt dadurch im Prozess, abgesehen von den entstehenden internen Vernichtungen, ein höherer Energie- bzw. Exergiestrom.

## 6.2 Hybridsysteme mit Zwei-Verdampfungsaggregat-Prozess (ZVAORC): HB2 & HB3

In Anlehnung an [79] sowie [80] kann der Kreisprozess mit einem apparativen Mehraufwand im Sinne von KWK geführt werden, jedoch wird er einfacher gestaltet. In dieser Überlegung werden somit eine einzelne Turbine und ein einzelner Kondensator aber zwei Verdampfungsaggregate (Verdampfer und Vorwärmer) verwendet. Da dabei die Verdampfung mit unterschiedlichen Druckniveaus auftritt, ist auch eine zweite Speisepumpe erforderlich.

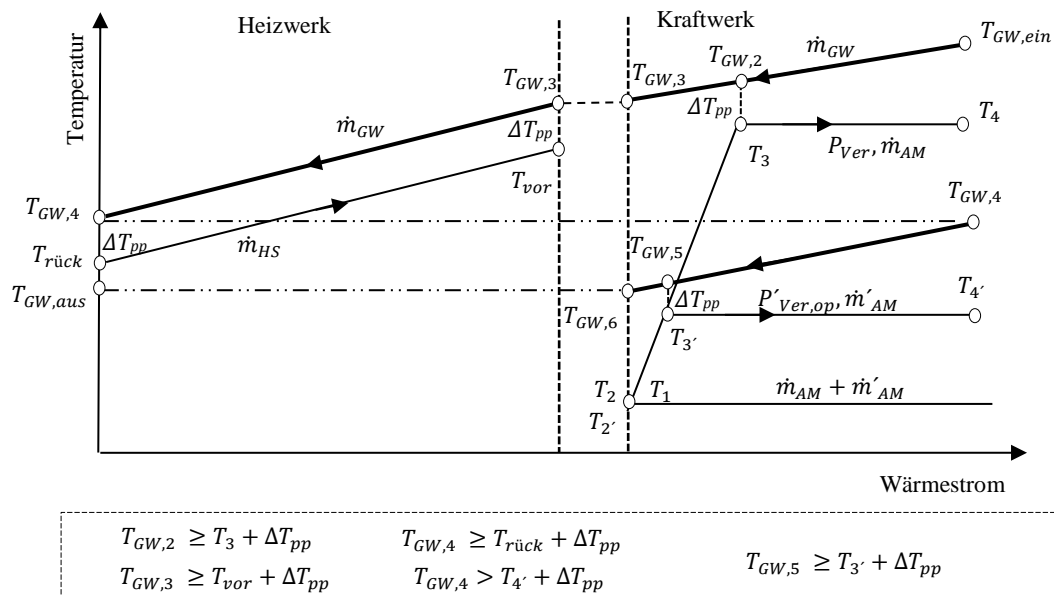
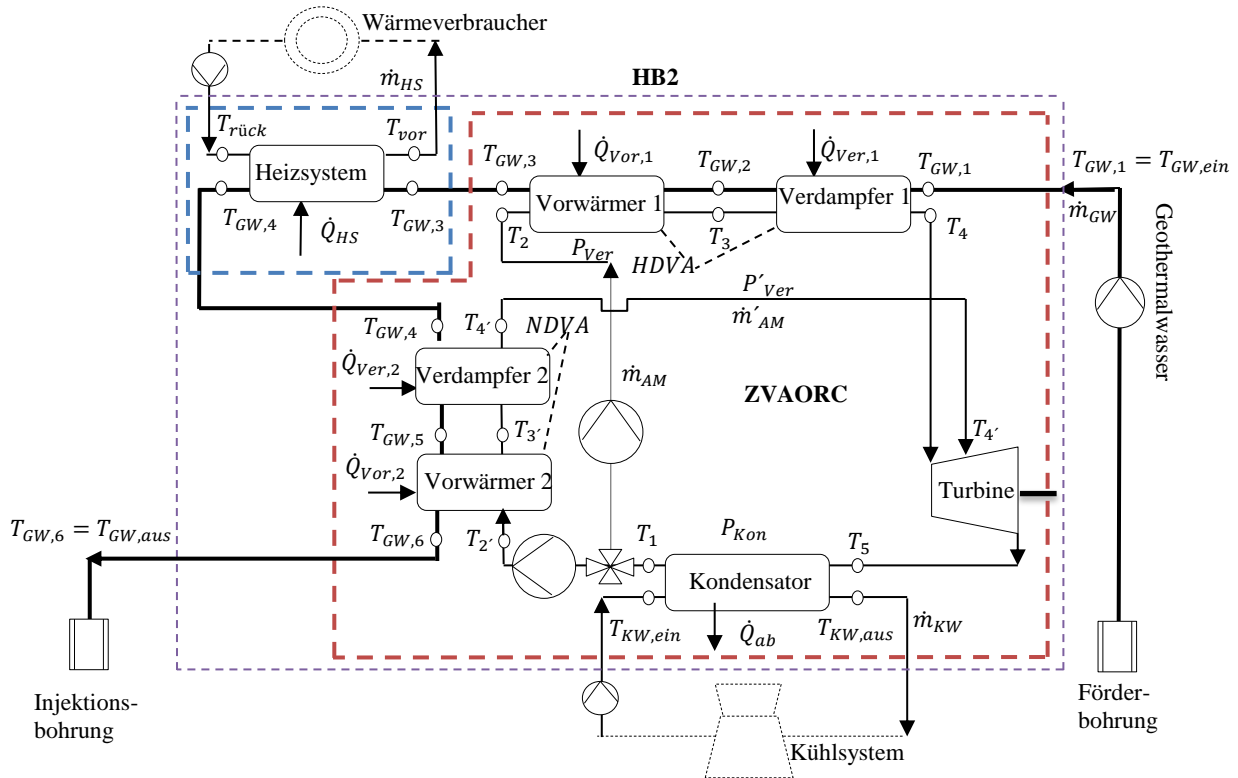
Abb. 6.3 stellt das dadurch entwickelte Hybridsystem (HB2), als zweite erweiterte Strategie bei Beibehaltung der Baugruppen-Kaskade, sowie die entsprechenden Temperaturprofile für einen thermodynamischen Zustand schematisch dar. Dabei wird das erste Verdampfungsaggregat (1) (Hochdruckverdampfungsaggregat: HDVA) dem Heizsystem vorgeschaltet und damit direkt zum Geothermalwasser mit seiner ursprünglichen Temperatur gekoppelt. Hingegen wird das zweite (2) (Niederdruckverdampfungsaggregat: NDVA) dem Heizsystem nachgeschaltet.

Das erste Verdampfungsaggregat (HDVA) unterliegt, analog zu dem klassischen Serienmodell, dem Eingriff des Heizsystems (Gl. 4.4 & 4.5). Das zweite Verdampfungsaggregat (NDVA) wird davon befreit und kann eine zusätzliche Arbeitsmittelmenge bei entsprechendem idealem oder frei wählbarem Druckpunkt vorwärmen und verdampfen, je nachdem, wie hoch die Temperatur an deren Eintritt ist. Anschließend wird dieser Nebendampfstrom ( $\dot{m}'_{AM}$ ) mit dem Hauptdampfstrom ( $\dot{m}_{AM}$ ) in der Turbine an passender Stelle hinsichtlich des Druckniveaus verbunden, wobei beide auf dem Kondensationsdruck zusammen expandieren. Nach einer vollständigen Kondensation des gesamten Dampfstroms ( $\dot{m}_{AM} + \dot{m}'_{AM}$ ) erfolgt dann die Massenstromaufspaltung. Mittels der Speisepumpen werden dann die Teilströme in einen Nieder- und einen Hochdruck, entsprechend den Verdampfungsdrücken, verdichtet. Dieses Verfahren stellt den Gegenprozess der Aufzehrung des Dampfes aus der Turbine (Regeneration) mit Mehraufwand dar (vgl. Abb. 2.5, Abschnitt 2.2.2).

Das NDVA ist somit eine reine Funktion der fallspezifischen Quelltemperatur  $T_{GW,4}$  und folgt nur ihren Variationen. Die Optimierung des Drucks und Ermittlung der damit untergeordneten Zustandspunkte 2', 3' und 4' erfolgen analog zum HDVA. Die Bestimmung der zusätzlichen umlaufenden Masse des Arbeitsmittels ergibt sich ebenfalls aus der Bilanzierung des Verdampfers.

Berechnung der technischen Nettoleistung ändert sich dadurch zu

$$\dot{W}_n = \dot{W}_T - \sum \dot{W}_P. \quad (6.7)$$



**Abb. 6.3:** Schaltschema mit parametrischer Darstellung und Temperaturprofilen sowie Wirkungsprinzip des geothermischen KWK-Hybridsystems (HB2) mit Zwei-Verdampfungsaggregat-Prozess (ZVAORC).

Mittels Enthalpiedifferenzen und Massenströme lässt sich die Nettoleistung so ermitteln:

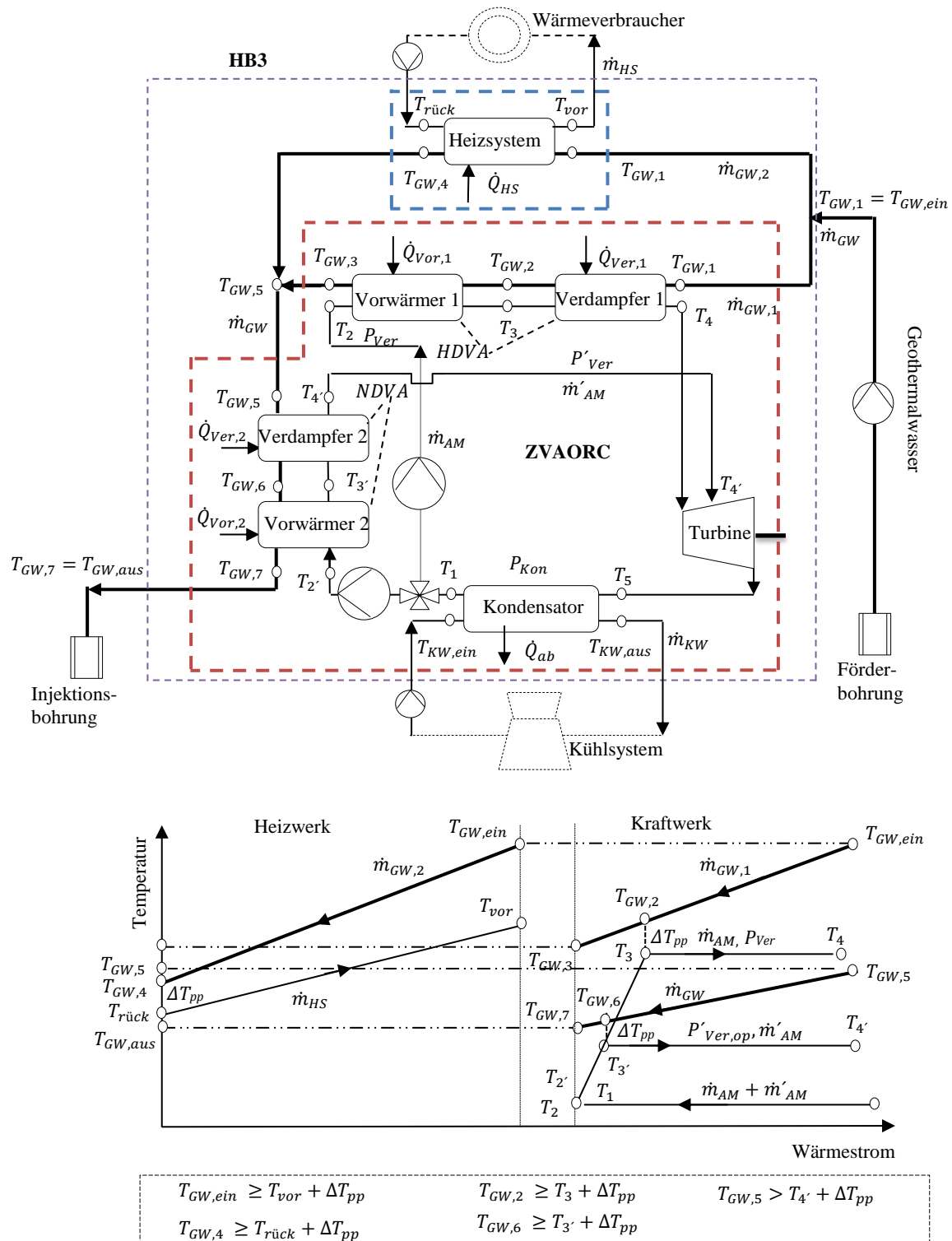
$$\dot{W}_n = [\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_{4'}) + (\dot{m}_{AM} + \dot{m}'_{AM}) \cdot (h_{4'} - h_5)] - [\dot{m}_{AM} \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}'_{AM} \cdot (h_{2'} - h_1)]. \quad (6.8)$$

Der thermische Wirkungsgrad sieht damit wie folgt aus:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_{Ver,1} + \dot{Q}_{Vor,1} + \dot{Q}_{Ver,2} + \dot{Q}_{Vor,2}} = \frac{[\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_{4'}) + (\dot{m}_{AM} + \dot{m}'_{AM}) \cdot (h_{4'} - h_5)] - [\dot{m}_{AM} \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}'_{AM} \cdot (h_{2'} - h_1)]}{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2) + \dot{m}'_{AM} \cdot (h_{4'} - h_{2'})}. \quad (6.9)$$

Ähnliches wird auch für den Kreisprozess zur Erweiterung des klassischen Parallelmodells vorgenommen. Das dadurch resultierende Hybridsystem wird als HB3 bezeichnet, deren Funktionsweise und Schema die Abb. 6.4 verdeutlicht. Im Unterschied zu HB2 ändert sich die Kopplung mit dem Geothermalwasser und somit die parametrische Gruppe auf seiner Seite. Dabei ist die Mischungstemperatur  $T_{GW,5}$  die fallspezifische Quellentemperatur des Niederdruckverdampfungsaggregats (NDVA) und lässt sich bei einer konstanten spezifischen Wärmekapazität nach der folgenden Gleichung ermitteln:

$$T_{GW,5} = \frac{\dot{m}_{GW,1} \cdot T_{GW,3} + \dot{m}_{GW,2} \cdot T_{GW,4}}{\dot{m}_{GW}}. \quad (6.10)$$



**Abb. 6.4:** Schaltschema mit parametrischer Darstellung und Temperaturprofilen sowie Wirkungsprinzip des geothermischen KWK-Hybridsystems (HB3) mit Zwei-Verdampfungsaggregat-Prozess (ZVAORC).

### 6.3 Hybridsystem durch Aufspaltung des Wärmeträgerstroms bei sensibler Wärmezufuhrphase: HB4

Bei dieser Überlegung wird eine einfache Technik zur flexibleren und effektiveren Ressourcenausnutzung bei Beibehaltung der vereinfachten Kreisprozessthermodynamik (Basiskonzept) und Verzicht auf zusätzliche Baugruppen erfüllt. Es beruht daher auf der Möglichkeit, die Temperaturprofile in der sensiblen Wärmeübertragung leicht anzupassen. Gleichzeitig wird von einer Kombination der positiven Merkmale der beiden klassischen KWK-Modelle in einem System ausgegangen. In der Abb. 6.5 sind die Prinzipskizze sowie die Temperaturprofile des neuen Hybridsystems für einen thermodynamischen Zustand gezeigt. Der Geothermalwasserstrom strömt dabei direkt durch den Verdampfer und wird anschließend in zwei Teilströme aufgespalten. Einer davon erwärmt die flüssige umlaufende Arbeitsmittelmasse bis zum Siedepunkt, während der andere das Heizsystem antreibt.

Verglichen mit dem klassischen Serienmodell soll das neue Hybridsystem von der Pinch-Punkt-Eingrenzung auf der Vorlauftemperaturseite durch Verschiebung des Kopplungspunktes des Heizsystems mit dem Geothermalwasser auf ein höheres thermisches Niveau (von  $T_{GW,3}$  auf  $T_{GW,2}$ ) zum größten Teil befreit werden. Zur gleichen Zeit sollen die Exergieverluste aller Formen auf der Kreisprozessseite durch Erstellung einer Temperaturprofilanpassung im Vorwärmer minimiert werden.

Die Umsetzung ist somit durch die Temperaturprofilanpassung im Vorwärmer bedingt, wobei im Extremfall (Grenzfall) gilt:

$$T_{GW,3} = T_2 + \Delta T_{pp}, \quad (6.11)$$

$$T_{GW,2} = T_3 + \Delta T_{pp}. \quad (6.12)$$

Damit wird der mindesterforderliche Massenstrom des Geothermalwassers für den Vorwärmer (der sensible thermische Teil) aus der Energiebilanz des Vorwärmers bestimmt.

$$\dot{m}_{GW,1} = [\dot{m}_{AM} \cdot (h_3 - h_2)] / [C_{p,GW} \cdot (T_3 - T_2)]. \quad (6.13)$$

Der Teilmassenstrom und die Temperatur am Austritt des Heizsystems berechnen sich zu

$$\dot{m}_{GW,2} = \dot{m}_{GW} - \dot{m}_{GW,1}, \quad (6.14)$$

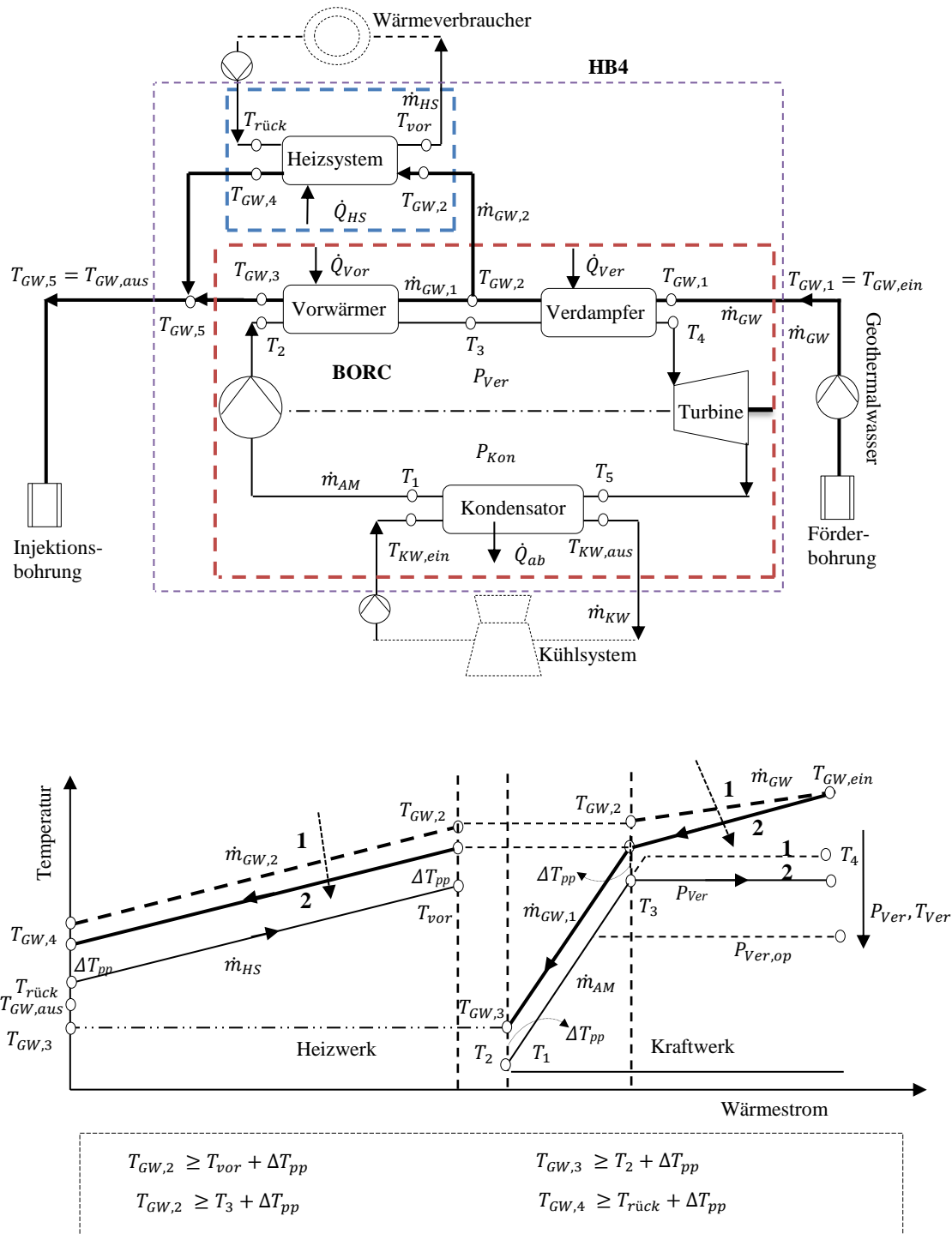
$$T_{GW,4} = T_{GW,2} - [\dot{Q}_{HS} / (\dot{m}_{GW,2} \cdot C_{p,GW})]. \quad (6.15)$$

Für die Einhaltung der Pinch-Punkt-Eingrenzung gilt:

$$T_{GW,2} \geq T_{vor} + \Delta T_{pp} \text{ \& } T_{GW,4} \geq T_{rück} + \Delta T_{pp}. \quad (6.16)$$

Aus der Bilanzierung des Heizsystems (Wärmeübertrager) sowie mit Hilfe der letzten Gleichung zusammen mit Gl. 6.15 lässt sich die folgende KWK-Bedingung herleiten.

$$T_3 + \Delta T_{pp} = T_{GW,2} \geq [\dot{Q}_{HS} / (\dot{m}_{GW,2} \cdot C_{p,GW})] + (T_{rück} + \Delta T_{pp}) \text{ \& } T_{GW,2} \geq T_{vor} + \Delta T_{pp}. \quad (6.17)$$



**Abb. 6.5:** Schaltschema mit parametrischer Darstellung und Temperaturprofilen sowie Wirkungsprinzip des geothermischen KWK-Hybridsystems (HB4) durch Aufspaltung des Geothermalwasserstroms bei sensibler Wärmezufuhrphase im Basis-ORC (BORC).

Ausgehend vom gleichen Kreisprozesszustand mit dem klassischen Serienmodell reduziert sich, in der neuen Konfiguration, der Exergieverlust im Vorwärmer, wodurch sich das Wärmeträgerpotenzial am Heizsystemeintritt erhöht. Eine Vermeidung der Exergieverschwendung und damit Umwandlung des überschüssigen Potenzials in technische Leistung erfolgt, ähnlich zu HB1, durch die Druckreduktion, bis die Anpassung an den Heizsystembedarf unter Einhaltung der Pinch-Punkt-Differenzen hergestellt wird. Eine Annäherung an den idealen oberen Druckpunkt ist somit ebenfalls gewährleistet (s. Abb. 6.2).



## 6.4 Anwendungslimitierung und -umfang

Bei konkreten Randbedingungen ist die Kondensation bei hohen Temperaturen eine wesentliche Limitierung für die wirksame Umsetzung, besonders für die Kreisläufe von HB1, HB2 und HB3. Es ist dadurch zu erwarten:

$$\text{HB1 (Abb. 6.1): } [T_{GW,4} \rightarrow (T_{Kon} + \Delta T_{pp}) \Rightarrow T_{2'} \rightarrow 0 \Rightarrow \dot{Q}_{Vor,1} \rightarrow 0,$$

$$\text{HB2 (Abb. 6.3): } [T_{GW,4} \rightarrow (T_{Kon} + \Delta T_{pp}) \Rightarrow T'_{Ver,op} \rightarrow 0 \Rightarrow \dot{m}'_{AM}, \dot{Q}_{Ver,2}, \dot{Q}_{Vor,2} \rightarrow 0,$$

$$\text{HB3 (Abb. 6.4): } [T_{GW,5} \rightarrow (T_{Kon} + \Delta T_{pp}) \Rightarrow T'_{Ver,op} \rightarrow 0 \Rightarrow \dot{m}'_{AM}, \dot{Q}_{Ver,2}, \dot{Q}_{Vor,2} \rightarrow 0.$$

Generell reduziert die erhöhte Kondensationstemperatur die Möglichkeit für die technische Umwandlung einer thermischen Wärmequelle. Dabei verkleinert sich die durch die Teilprozesse eingeschlossene Fläche im  $T, s$ -Diagramm bei vordefinierter Verdampfungstemperatur. Die Temperatur der Wärmesenke ist bei ansonst gleichen Randbedingungen dafür entscheidend.

Im Hinblick auf die potenziellen Arbeitsmittel müssen ausschließlich Klassen mit hohen kritischen Temperaturen eingesetzt werden, welche glockenförmige Leistungskurven und ein deutlich verringertes Auskühlungsvermögen der Wärmequelle in Abhängigkeit des Druckparameters aufweisen. Die zeotropen Gemische können auch zum Einsatz kommen, vorausgesetzt, dass sie zu ähnlichen Gruppen gehören. Klassen mit deutlich geringen kritischen Temperaturen und einem stetigen Leistungsverlauf mit steigendem Druck sind aufgrund tiefer Auskühlung des Wärmeträgers ausgeschlossen. Das heißt, dass eine Verwendung der im Kapitel 5 untersuchten Gruppen hier nicht möglich ist.

Dagegen besteht keine Einschränkung hinsichtlich des Arbeitsmitteltyps (nass, retrograd oder isentrop). Trotz der Entwicklung der Kreisläufe besonders für die Niedertemperaturen ist die Umsetzung von etwaigen Quellentemperaturen unabhängig und könnte weiterhin immer sinnvoll sein (keine Beschränkung). Aufgrund der Parameterüberschneidung werden die dabei geänderten Kreisprozessverfahren nicht separat von den jeweiligen Heizaggregaten entworfen, d.h. als Subsysteme. Der Entwurf und die Berechnungssystematik, z.B. Zuordnung und Bestimmung der thermischen und kalorischen Größen der jeweiligen Zustandspunkte als Funktionen von Temperatur oder Druck, sind routinemäßig vorzunehmen. Die Einstellung oder Verbesserung des Druckparameters erfolgt wie üblich durch feine Variationen im zulässigen Bereich. Die Berechnungen werden in Matlab umgesetzt sowie mit den Ergebnissen aus EBSILON®Professional verglichen und für unterschiedliche Zustände verifiziert. Anhang C beinhaltet eine Vergleichsübersicht.

Eine Untersuchung der Verfahren zur ausschließlichen Stromerzeugung ist demzufolge nicht möglich. Zu betonen ist, dass zwischen dem Kreisprozessverfahren und dem gesamten Systemkreislauf (KWK-Modell) unterschieden werden muss, da gleiches Kreisprozessverfahren mit unterschiedlichen KWK-Modellen eingesetzt wird. Alle nachstehenden Aussagen sind ausschließlich im Sinne der KWK relevant.

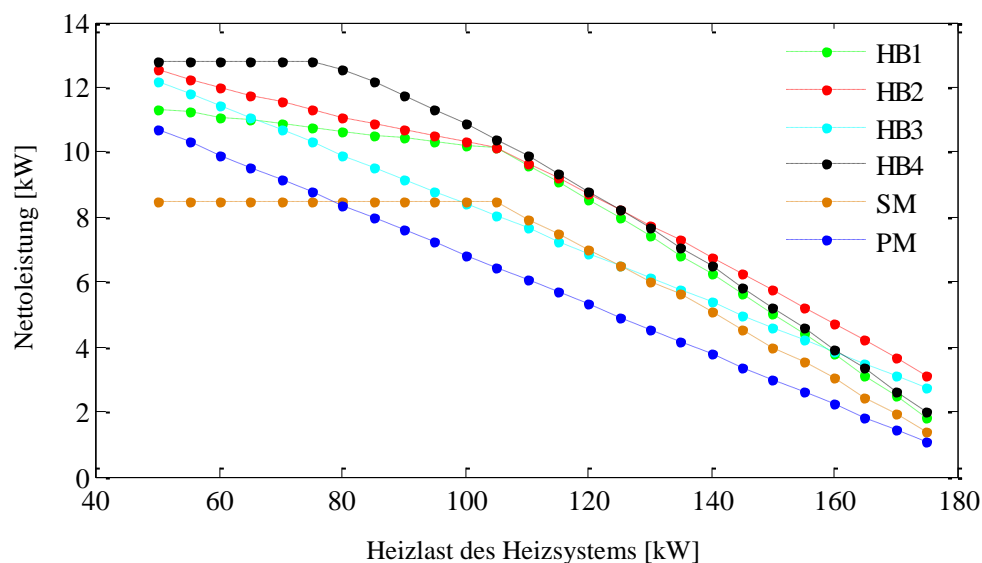
Die Argumente ergänzen und erweitern diejenigen, die im Kapitel 4 vorgebracht worden sind. Die Hybridmodelle werden deshalb zunächst abseits der Fluidwahlstrategie beurteilt, wobei auch hier wieder eine Quelltemperatur von 100 °C angesetzt und als Medium R134a verwendet wird. Die Referenzen - Serien- und Parallelmodell des Basiskonzeptes des Kreisprozesses (BORC) - werden auch unter den zugrunde gelegten Randbedingungen nach Tab. 4.1 immer noch einbezogen.

### 6.5 Leistungsauswertung bei Teillastverhalten (schwankende Heizsystembedarfe)

Die erzielten Leistungen für schwankende Heizlasten sind in der Abb. 6.6 vergleichend zusammengestellt.

Wie erwartet, sind die Hybriden deutlich produktiver als die Referenzen. Gegenüber SM ermöglicht HB4 eine zusätzliche Leistung bis 4,3 kW bzw. eine Effizienzsteigerung um 52 %. Zugleich verschiebt sich das Auftreten der Behinderung der technischen Leistungserzeugung mit sinkender Heizlast hinaus auf ein geringeres Lastniveau (d.h. mehr Flexibilität). Innerhalb der hohen Heizlastbereiche bietet sich HB2 aber als bester Kreislauf an. Lediglich HB3 zeigt noch eine Insuffizienz (wegen hoher Exergievernichtung), welche nur bei mittleren Werten der Heizlast auftaucht.

Die Technik von zwei Verdampfern mit zwei getrennten Druckbereichen (HB2 und HB3) verfügt in der Regel über einen andauernd optimierungsfähigen Freiheitsgrad. Im rechten Bereich des Knickpunktes der Kurve ergibt sich am Eintritt des zweiten Verdampfungsaggregats (NDVA) eine konstante Wärmeträgertemperatur. Dementsprechend ist ein bestmöglicher Zustand, hinsichtlich der charakteristischen Größen, auswählbar.



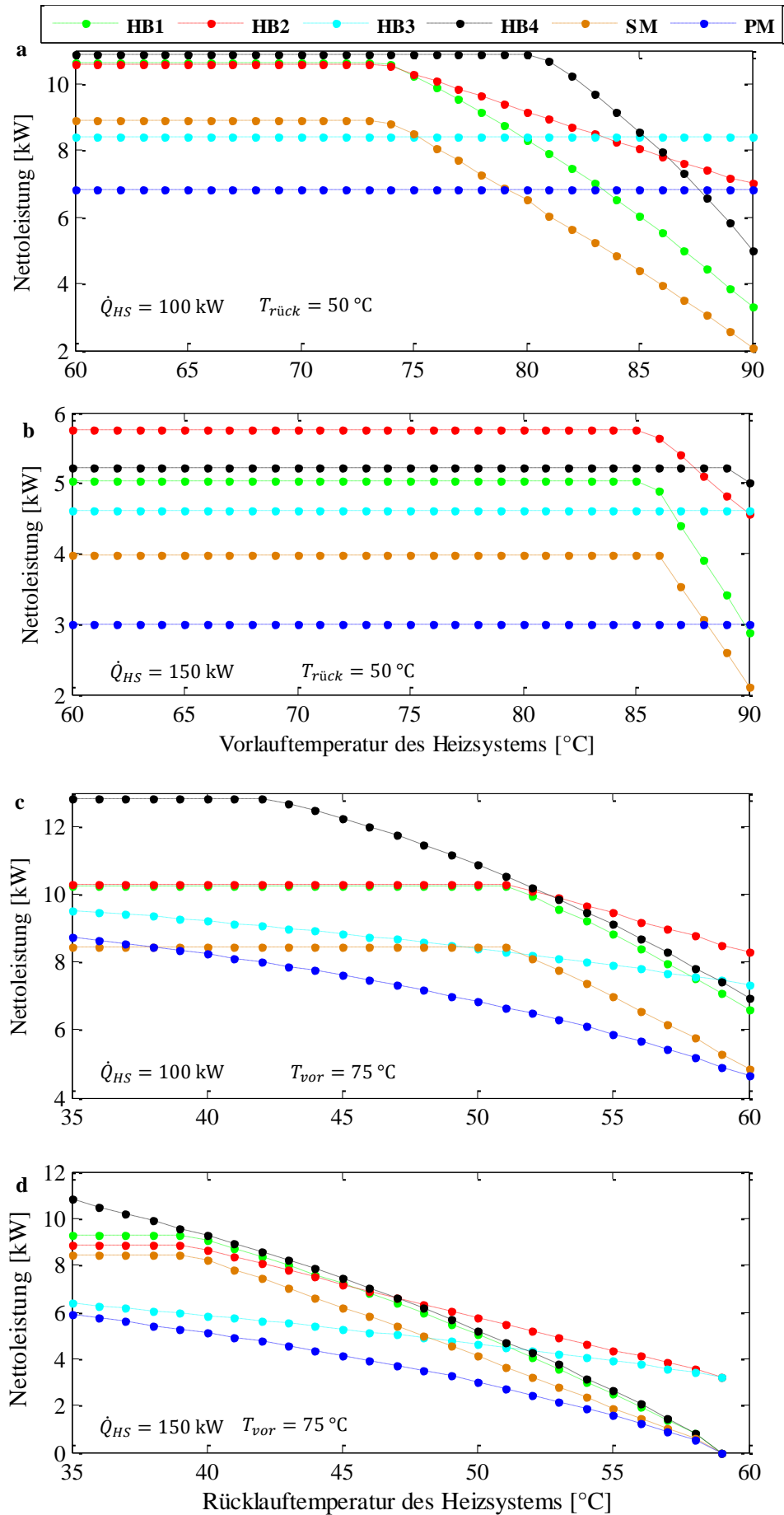
**Abb. 6.6:** Nettoleistung der Hybridmodelle der KWK bei Variation der Heizlast und konstanten Vor- und Rücklauftemperaturen (bei 75/50 °C) des Heizsystems ; R134a /  $T_{GW, ein} = 100$  °C.

Gleichzeitig steigen permanent die spezifischen Parameter (hauptsächlich der Druck) des ersten Verdampfungsaggregats (HDVA) an, wodurch die verdampfte Masse des Arbeitsmittels darin sehr stark begrenzt wird. Folglich wird der Beitrag von HDVA bei der Leistungserzeugung stetig geschwächt, womit der Beitrag von NDVA denjenigen von HDVA eventuell übersteigen kann.

Bei Systemen mit individuellem Verdampfer (HB1 und HB4) treten ähnliche Effekte wie bei dem HDVA von HB2 auf, wobei sich eine starke Reduktion der umlaufenden Masse und damit Unfähigkeit zur effektiven Nachnutzung des Wärmeträgers ergibt. Eine Optimierung des Prozesses aus spezifischer Sicht hat somit keine große Bedeutung, solange diese mit einer extremen Verminderung der umlaufenden Masse des Arbeitsmittels verbunden ist. Dies erklärt letztendlich, weshalb HB2 bei hohen Heizlasten als intelligente Lösung aufgeführt werden kann. Ebenfalls wird dadurch erläutert, weshalb HB4 bei kleinen Heizlasten sehr produktiv ist.

Die Diskussionen im Kontext der inkonstanten Vor- und Rücklauftemperaturen sind einzeln in der Abb. 6.7, a, b, c, d zu entnehmen. Bei dieser Regelung sind HB2 und HB4 die effizientesten Konzepte für ein breites Spektrum der Vorlauftemperaturschwankung (Abb. 6.7 a, b). Einzig für die Kombination der kleinen Heizlast und extrem hohen Vorlauftemperaturen verspricht HB3, wegen deren Unbeeinflussbarkeit von steigenden Vorlauftemperaturen, Vorteile. Dadurch ist sogar die Leistung bis zum 4-fachen gegenüber SM zu erzielen. Dies lässt sich zusätzlich auf die hohe Beteiligung der zweiten Verdampfungseinheit (NDVA) zurückführen, welches für HB2 auch gültig ist.

Im Hinblick auf die Rücklauftemperaturschwankung ist HB4 für einen breiten Bereich der geringen Rücklauftemperaturen besser geeignet (Abb. 6.7, c, d). Besonders ist zu erkennen, dass im Fall der gewählten hohen Heizlast (150 kW) eine Reduzierung der Rücklauftemperaturen immer noch zu weiterer Leistungserhöhung führt. Damit entfällt die Eingrenzung durch die Pinch-Punkt-Differenz auf der Vorlauftemperaturseite völlig (s. Abschnitt 4.5). Aus gleichem Grund wie bei hohen Vorlauftemperaturen übertrifft HB2 alle sonstigen Konfigurationen, einschließlich HB4 bei hohen Rücklauftemperaturen. Weiteres Merkmal ist dabei die kontinuierliche Leistungserzeugung durch HB2 und HB3 bei sehr hohen Rücklauftemperaturen, welche ausschließlich durch die zweite Verdampfungseinheit (NDVA) realisiert wird, d.h. es treten keine Störfälle auf.



**Abb. 6.7:** Nettoleistung der Hybridmodelle der KWK bei Variation der Vor- und Rücklauftemperatur und zwei Heizlasten des Heizsystems; R134a /  $T_{GW,ein} = 100 \text{ °C}$ .

Der exergetische Wirkungsgrad erreicht folglich auch höhere Niveaus. Im Umfang der vorliegenden Untersuchung wird der höchste Wert bei sehr geringen Rücklauftemperaturen durch HB4 mit ca. 70 % realisiert. Eine weitere Verringerung der Rücklauftemperatur ist in diesem Sinne immer vorteilhaft. Die Hybriden sind darüber hinaus mit erheblich verringerten Verlusten des ungenutzten Anteils ausgezeichnet. Jedoch ist die Effektivität mit der Fähigkeit zur starken Wärmeträgerauskühlung nicht unbedingt verknüpft. Beispielhaft entzieht HB3 dem Geothermalwasser mehr Wärme als HB4, während Letzteres deutlich höhere Leistung aufgrund der effizienten Energieumwandlung und verringerten Exergievernichtung abgibt. Weitere Details kann man in [123] erhalten.

## **6.6 Sensitivität zur Pinch-Punkt-Differenz (Pinch-Analyse)**

Die Pinch-Analyse (Linnhoff-Methode) ist ein bekanntes Instrument der energetischen Prozessintegration und wird zur Optimierung der thermischen Energiesysteme eingesetzt. Dadurch kann ein physikalisch begründeter, absoluter Zielwert einer Anlage berechnet werden. Aufbauend darauf kann unter der Randbedingung ein optimales Anlagen-Design entwickelt werden. Das größte Potenzial der Theorieanwendung hat aber die Analyse in der Konzeptionsphase. Ein Supertargeting (Definition der Energie- oder Kostenziele) des betrachteten Prozesses bzw. der untersuchten Anlage ist dafür erforderlich. Das Anlagen-Design soll dabei in Form eines Wärmeübertrager-Netzwerks aufgebaut werden.

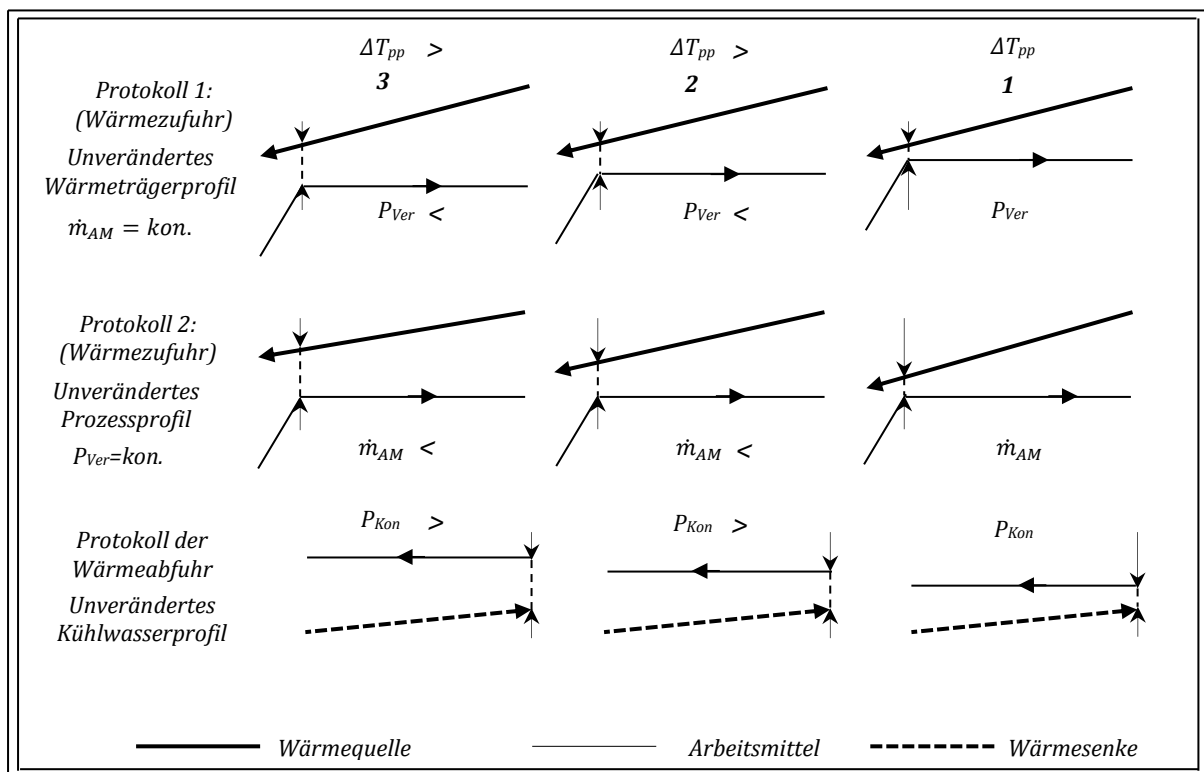
Zur Festlegung der energetischen Ziele ist die Definition bzw. eine Darstellung des Heiß- und Kaltstroms in einem Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm besser geeignet. Insbesondere ist Grand Composite Curve (GCC) (bzw. Residual Heat Curve) bekannt als Werkzeug für die Einstellung von mehreren Utility-Zielen und Platzierung von Geräten, wie z.B. Wärmekraftmaschinen, Wärmepumpen, Destillation, KWK, ...etc. Mit Hilfe der Pinch-Philosophie gibt es verschiedene Tools mit besonderen Algorithmen, mit denen die Maximierung der Energierückgewinnung oder Minimierung des Energiebedarfes und der jährlichen Gesamtkosten für eine Anlage (Bereich industrieller Großbetriebe) erarbeitet werden kann (z.B. PinCH). Das Supertargeting kann die thermoökonomische Methodik besser ermöglichen [124].

In der vorliegenden Analyse erfolgt keine detaillierte Betrachtung der Methode sondern wird nur auf die Feststellung des Einflusses der Pinch-Punkt-Differenzen der Wärmeübertrager auf die bereits vordefinierten Zielfaktoren bei der Konzeption solcher Einheiten beschränkt. Zur Verdeutlichung des Problems soll auf Abb. 4.2, 4.3 & Abb. 6.1, 6.3, 6.4, 6.5 zurückgegriffen werden. Da dabei aus einer konstanten spezifischen Wärmekapazität ausgegangen wurde, wurden alle (Enthalpie)- Wärmeströme linearisiert.

Aufgrund der großen Anzahl der Wärmeübertragungseinheiten taucht die Pinch-Punkt-Eingrenzung ( $\Delta T_{pp}$ ) in mehreren Profillagen auf. Je nach Wahl von  $\Delta T_{pp}$  ergibt sich eine veränderte Situation hinsichtlich des Nutzungsgrades der Quelle, Führungsgrenze und Fähigkeit des Kreisprozesses sowie des Anlagenaufwandes.

### 6.6.1 Änderung der Pinch-Punkt-Differenz im Kreisprozess

Im ORC haben die hohen Pinch-Punkt-Differenzen gleichzeitig, sowohl bei Wärmezufuhr als auch -abfuhr, ungewünschte thermodynamische Auswirkung. Mit Hilfe der Temperaturprofile und Beschreibungsgleichungen kann dieser Einfluss weitgehend vorausgesagt werden (Gl. 3.31). In der Abb. 6.8 wird eine Übersicht über eventuelle Profillagen der Temperaturen für eine standardisierte Wärmezufuhr in einem Verdampfer und Wärmeabfuhr in einem Kondensator bei drei Pinch-Punkt-Differenzen symbolisch gegeben.



**Abb. 6.8:** Eventuelle Protokolle der möglichen Profillagen der Temperaturen für eine standardisierte Wärmezufuhr und -abfuhr (ORC-Basiskonzept) bei drei Pinch-Punkt-Differenzen.

Bei der Wärmezufuhr sind zwei unterschiedliche Protokolle (Veränderungen) möglich. Im ersten Protokoll werden die umlaufende Masse und das Wärmeträgerprofil konstant gehalten, dagegen müssen die oberen Prozessparameter und das Prozessprofil im Verdampfer nach unten angepasst werden. Unter Beibehaltung der oberen Prozessparameter und -profile wird im zweiten Protokoll die umlaufende Masse des Arbeitsmittels verringert, wodurch das Wärmeträgerprofil sich nach oben bewegt. Die zweite Regelung ist theoretisch besser, da sie keine Herabsetzung des thermischen Wirkungsgrades hervorruft und gleichzeitig den Betriebszustand bei KWK nicht beeinflusst. Für die exakte Bestimmung des besten Zustandes ist jedoch die Kreisprozesssimulation für jedes Protokoll sinnvoller.

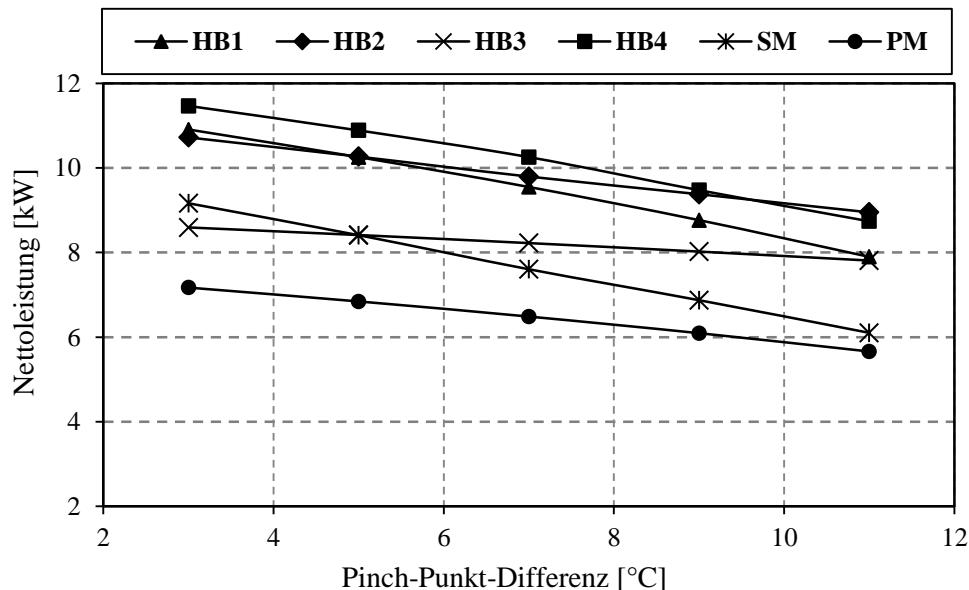
Bei der Wärmeabfuhr steigen die unteren Prozessparameter im Kondensator bei fester Temperaturerhöhung des Kühlwassers, welches zur Verringerung des Enthalpieabfalls in der

Turbine bei gleichbleibenden oberen Prozessparametern und gleichbleibender umlaufender Masse des Arbeitsmittels führt. Aus der exergetischen Sicht verschlechtern sich, in allen Fällen, die Anpassungen der Temperaturprofile bzw. vergrößern sich die von den Temperaturprofilen eingeschlossen Flächen im  $T, s$ - Diagramm. Damit nehmen die Exergieverluste zu, während die Leistung abnimmt.

### 6.6.2 Änderung der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem: Effizienzanalyse

Ähnlich wie oben beschrieben, vernichtet auch die große Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem mehr Exergie. Ganz konkret wird dabei debattiert, wie und inwieweit deren Wahl auf die thermodynamischen Zielfaktoren sowie den entsprechenden Bedarf an Wärmeübertragern ( $k \cdot A$ -Wert) der Subsysteme und folglich auf Effektivität und Konzeption der Anlagen auswirkt. Hierzu werden sämtliche Randbedingungen nach Tab. 4.1 einschließlich der Pinch-Punkt-Differenz im Kreisprozess (für jeweils Wärmezufuhr und -abfuhr) für eine ausgewählte Heizlast von 100 kW konstant gehalten.

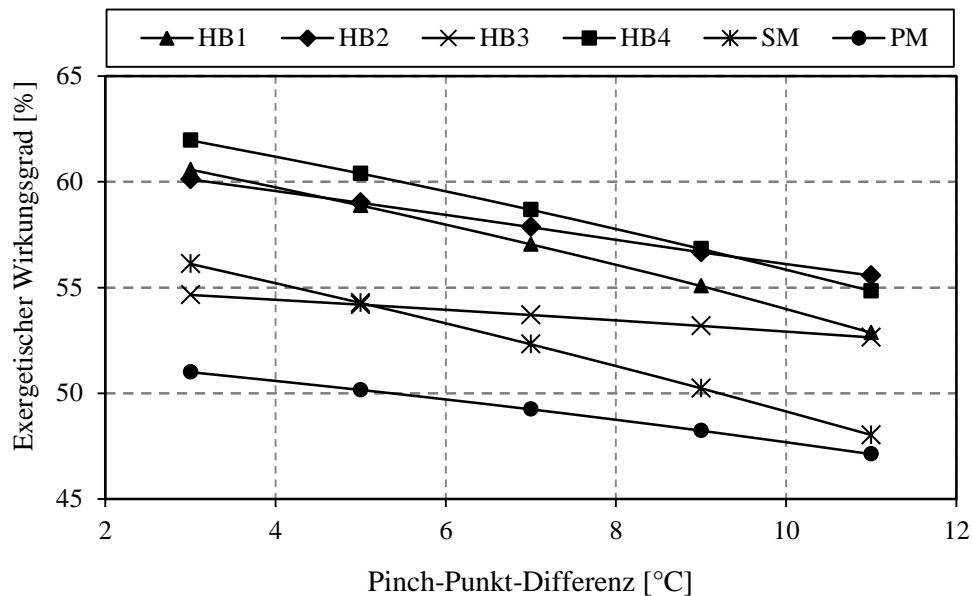
In der Abb. 6.9 und 6.10 sind die potenziellen Leistungen und exergetischen Wirkungsgrade als thermodynamische Kriterien der Ressourcennutzung und Technologieumsetzung dargestellt.



**Abb. 6.9:** Nettoleistung von unterschiedlichen KWK-Modellen als Funktion der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem; R134a /  $T_{GW, \text{ein}} = 100 \text{ °C}$ .

Die sinkende Tendenz der Kurven bedeutet einen reinen negativen Einfluss der immer größer werdenden Pinch-Punkt-Differenz auf die technische Leistung und Quellennutzung. Bei einem Anstieg um  $2 \text{ °C}$  beträgt die Verschlechterung, für z.B. HB4, ca. 6 % der Leistung und ca. 3,4 % des exergetischen Wirkungsgrades. Die Hybriden reagieren jedoch weniger empfindlich als die Referenzen. Im betrachteten Beispiel beträgt diese Verschlechterung für

SM ca. 7,2 %. In diesem Kontext ist die Sensitivität zur Änderung der Pinch-Punkt-Werte ungleich und spielt daher eine Rolle nicht nur bei der Technologiekonzipierung sondern auch bei deren Umsetzung. HB4 ist in einem breiten Bereich bis 9 °C zu bevorzugen, während HB2 bei der höchsten Schwelle von 11 °C weniger empfindlich und effizienter wird. Die Konzipierung mit sehr kleinen Pinch-Punkt-Differenzen ist generell empfehlenswert.

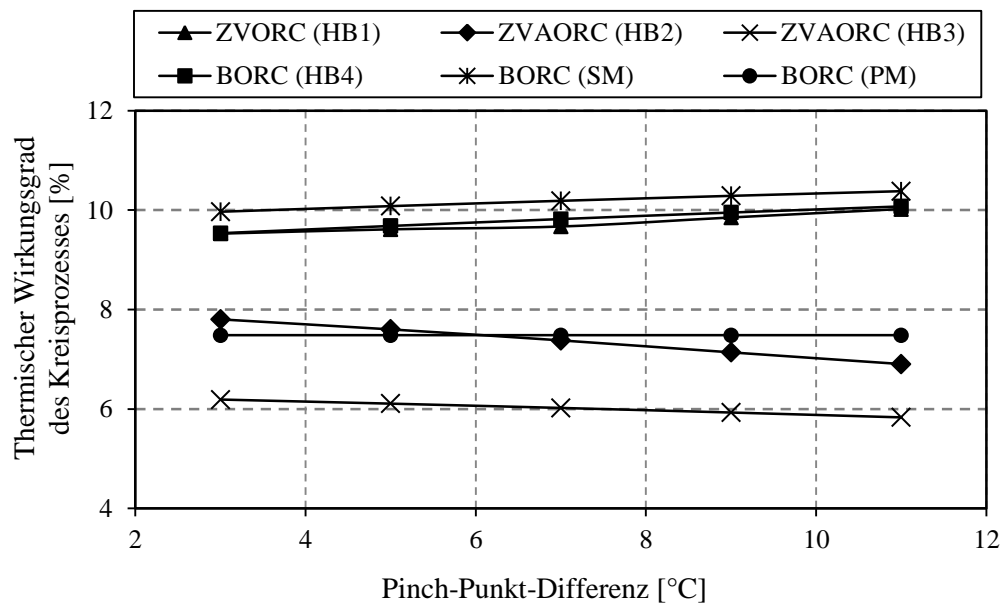


**Abb. 6.10:** Exergetischer Wirkungsgrad von unterschiedlichen KWK-Modellen als Funktion der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem; R134a /  $T_{GW, \text{ein}} = 100$  °C.

Dagegen legen die Untersuchungen hinsichtlich des thermischen Wirkungsgrades keine konkreten Anhaltspunkte vor, da einzelne Kreisprozessverfahren ihre individuellen Verhalten aufweisen (Abb. 6.11). Generell sind jedoch die thermischen Wirkungsgrade weniger sensitiv gegenüber der Pinch-Punkt-Differenz-Wahl. Dabei ist eine Änderung von maximal 0,9 % zu betrachten.

Aufbauend auf dem inzwischen erzielten Kenntnisstand über die Regelung des thermischen Wirkungsgrades sind die sich einstellenden Druckpegel und damit verbunden spezifischen Arbeiten dafür maßgeblich. Deswegen zeichnet BORC mit dem SM einen hohen thermischen Wirkungsgrad bis ca. 10,5 % aus, wogegen das Verfahren mit zwei Verdampfungsaggregaten (ZVAORC) mit dem HB3 nur einen deutlich verringerten thermischen Wirkungsgrad aufweist. Höhere Wärmeströme pro technische Energieeinheit werden somit erwartet. Nach den vorrangigen Nutzungszielen ist dies jedoch kein Maßstab für einen verbesserten oder verschlechterten Anlagenzustand.



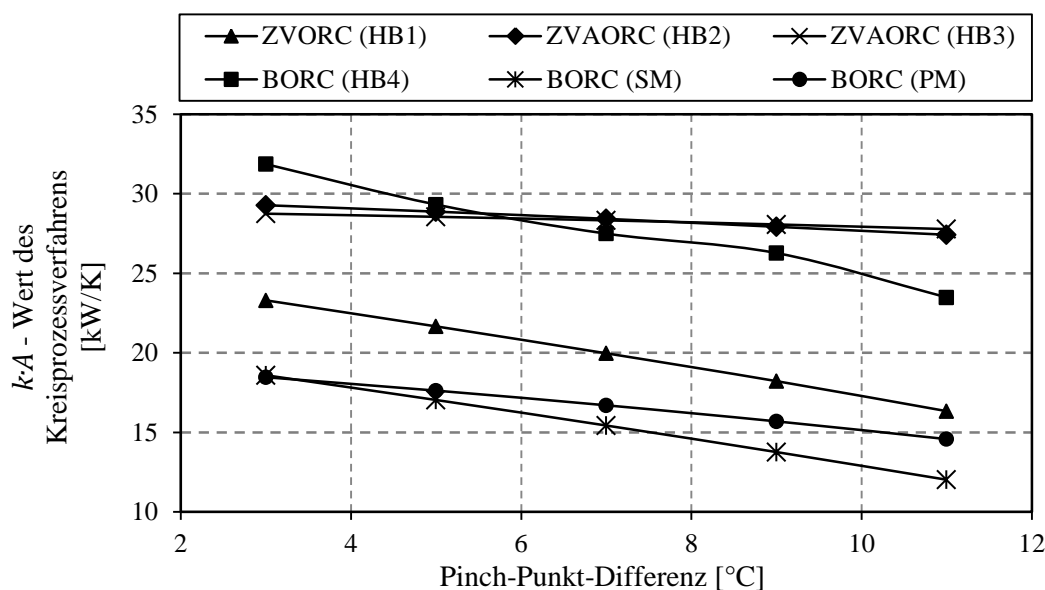


**Abb. 6.11:** Thermischer Wirkungsgrad von unterschiedlichen Kreisprozessverfahren unter unterschiedlichen KWK-Modellen als Funktion der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem; R134a /  $T_{GW,ein} = 100$  °C.

### 6.6.3 Änderung der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem: Wärmeübertrageraufwand

Im Kapitel 5 wurde nachgewiesen, dass die erforderlichen Wärmeübertragungskapazitäten der ORC-Anlage eine Funktion des verwendeten Fluides sind. In dieser Analyse wird zusätzlich bewiesen, dass der Aufwand ebenfalls von der Wahl der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem, der Baugruppenkomplexität sowie vom KWK-Modell abhängig ist. Dadurch entstehen ganz unterschiedliche Wärmeströme, je nach der Effizienz, sowie unterschiedliche mittlere log. Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern.

Laut Abb. 6.12 sind die großen Pinch-Punkt-Differenzen anlagentechnisch vorteilhaft, wodurch der apparative Aufwand der Wärmeübertrager bis 30 % sinken kann.



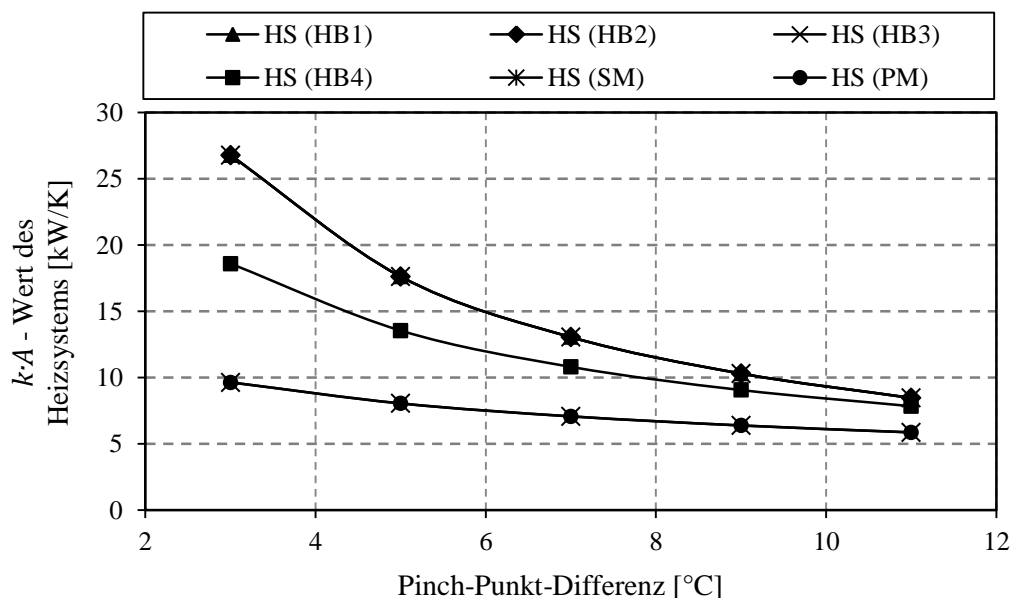
**Abb. 6.12:** Wärmeübertragungskapazität von unterschiedlichen Kreisprozessverfahren unter unterschiedlichen KWK-Modellen als Funktion der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem; R134a /  $T_{GW,ein} = 100$  °C.

Grundsätzlich verringern sich dabei die im Kreisprozess umgesetzten Wärmeströme bei unveränderten Temperaturprofilen in deren Wärmeübertragern.

Im Hinblick auf den Einfluss des KWK-Modells ist zu bemerken, dass für gleiches Kreisprozessverfahren und Fluid, wie z.B. BORC mit SM, PM und HB4, deutlich unterschiedliche Wärmeübertragungskapazitäten benötigt werden. Dieser Mehraufwand kann bis ca. 72 % betragen.

Da die Kraftwerke der Hybridmodelle prinzipiell durch Mehrkomponenten oder mit verbesserten Temperaturprofilen der Wärmeübertragungsvorgänge ausgelegt werden, sind sie mit deutlich großen Wärmeübertragungskapazitäten verbunden. Dabei wird für die Verwendung von zwei Verdampfungseinheiten ZVAORC mit HB2 und HB3 die größte Kapazität benötigt. Für sehr geringe Pinch-Punkt-Differenzen ist aber BORC mit HB4 aufgrund der stark verringerten Temperaturdifferenzen in deren Vorwärmer noch aufwendiger. Jedoch ist die ideale Effizienz nicht immer mit einem erhöhten Wärmeübertragungsaufwand verknüpft. Die alleinige Betrachtung der eigenständigen Kraftanlage ist folglich für den Entwurf einer typischen KWK-Einheit unzureichend.

Das gilt auch für den Wärmeübertrager des Heizsystems, wobei die Differenzen der Temperaturprofile, bei gleichbleibenden Heizlasten, für den Unterschied der Flächen verantwortlich sind (Abb. 6.13). Eine große Fehlanpassung führt zu einer günstigen Heizwerkabmessung (z.B. PM und HB3), während die sehr gute Anpassung deutlich höheren Aufwand bewirkt (z.B. SM, HB1 und HB2). In diesem Kontext ist die Wahl von großen Pinch-Punkt-Differenzen auch von großem Vorteil.



**Abb. 6.13:** Wärmeübertragungskapazität des Heizsystems unter unterschiedlichen KWK-Modellen als Funktion der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem; R134a /  $T_{GW, ein} = 100$  °C.

Die Wahl der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem hat somit zwei widersprüchliche Wirkungen hinsichtlich der Effizienz und des Wärmeübertrageraufwandes. Bei den

geothermischen Anwendungen wird jedoch kein Kompromiss (oder mehrkriterielle Optimierung) angestrebt, sondern ist das hohe Leistungsniveau immer noch durchaus zielbestimmend.

## 6.7 Fluidkandidat für die Hybridmodelle

Abgeleitet aus den gewonnen Erkenntnissen werden die Arbeitsmittel je nach Konfiguration und Quelltemperatur ausgesucht und angepasst. Die thermischen Heizsystembedarfe haben dazu keinen Beitrag zu leisten, womit die Auswahl eines angemessenen Fluides davon unabhängig ist (s. Kapitel 4 und 5). Letzteres wird insbesondere dann involviert, wenn die vorgelegten objektiven Hinweise bezüglich der potenziellen Fluide nach Abschnitt 6.4 eingehalten werden.

Zu diesem Zweck werden die in der Literatur den geothermischen Anwendungen zugeordneten Fluide (s. Tab. 2.1) weiter verwendet, deren Charakteristiken in der Tab. 6.1 (zusammen mit der Tab. 4.2) detaillierter aufgeführt sind. R32 und R125 sind wegen der geringen kritischen Temperaturen davon ausgeschlossen, ebenso R141b aufgrund des hohen ODP-Wertes.

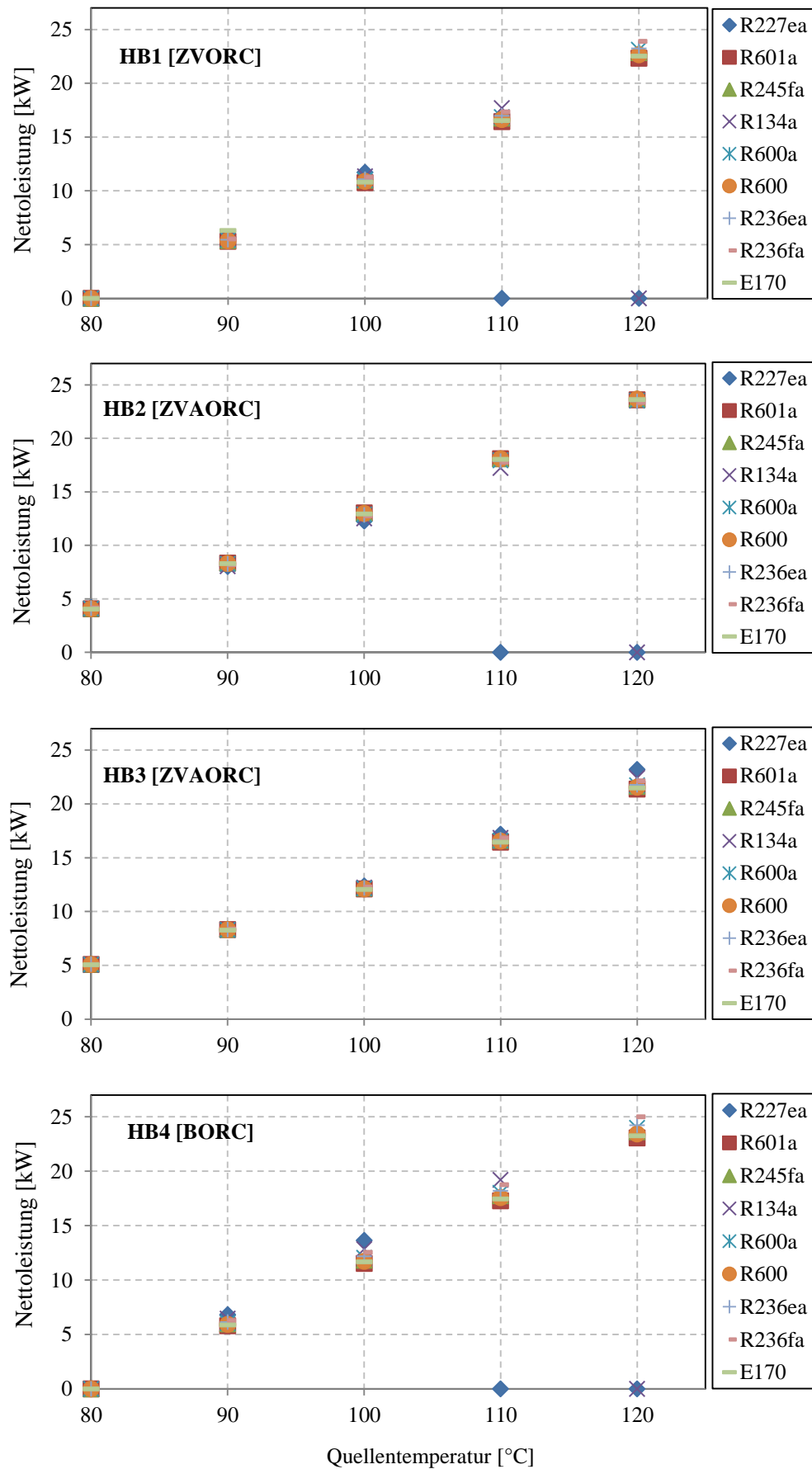
**Tab. 6.1:** Eigenschaften von in der Literatur empfohlenen Arbeitsmitteln.

<i>Fluid</i>	<i>Chemische Bezeichnung</i>	<i>Kritische Temperatur</i>	<i>Sicherheits- gruppe</i>	<i>ODP</i>	<i>GWP</i>	<i>Fluidtyp</i>
<i>R600a</i>	<i>C4H10</i>	<i>134,66 °C</i>	<i>A3</i>	<i>0</i>	<i>3</i>	<i>trocken</i>
<i>R600</i>	<i>C4H10</i>	<i>151,97 °C</i>	<i>A3</i>	<i>0</i>	<i>3</i>	<i>trocken</i>
<i>R236ea</i>	<i>C3H2F6</i>	<i>139,29 °C</i>	<i>-</i>	<i>0</i>	<i>1200</i>	<i>trocken</i>
<i>R236fa</i>	<i>C3H2F6</i>	<i>124,92 °C</i>	<i>-</i>	<i>0</i>	<i>-</i>	<i>trocken</i>
<i>E170</i>	<i>C2H6O</i>	<i>127,23 °C</i>	<i>-</i>	<i>0</i>	<i>&lt;1</i>	<i>nass</i>

Da das Optimum des Kreisprozesses bei sehr geringen Heizlasten (hier bei 50 kW) entsteht, werden die Hybridanlagen auch bei diesem Niveau einzeln simuliert. Abb. 6.14 zeigt den sich einstellenden Effekt.

Für HB4 sind drei Fluide entsprechend drei Temperaturspannen in der Lage, die Produktivität der Anlagen geringfügig bis max. 7 % weiter zu steigern, während Fluidvariation für HB1, HB2 und HB3 fast keine Änderung bringt. Empfohlen wird jedoch Einsatz R227ea bis  $\leq 100$  °C, R134a bis  $\leq 110$  °C und R236fa bis  $\leq 120$  °C in den Kraftwerken mit HB1 und HB4 und R601a mit HB2, R227ea mit HB3.

Solche Sonderausführungen könnten in der Praxis sehr vorteilhaft sein, weil der Einfluss des Arbeitsmittels neutralisiert wird. Die Effizienzproblematik bei der Umstellung auf neue Arbeitsmittel aufgrund nichtthermodynamischer Beschränkungen kann dadurch teilweise behoben werden.



**Abb. 6.14:** Potenzielle Fluidkandidaten für die Hybridmodelle der KWK (mit unterschiedlichen Kreisprozessverfahren) in Abhängigkeit der Quelltemperatur.

## 6.8 Erweiterter Vergleich

Für einen erweiterten thermodynamischen Vergleich der Kreisläufe in den Abb. 4.2, 4.3 und Abb. 6.1, 6.3, 6.4, 6.5 soll, gemäß den obigen durchgeführten Simulationen, der beste Fluidkandidat entsprechend jeder Quelltemperatur einbezogen werden (Tab. 6.2).

**Tab. 6.2:** Zusammenfassung der für die KWK-Modelle besten Fluidkandidaten entsprechend der Quelltemperatur.

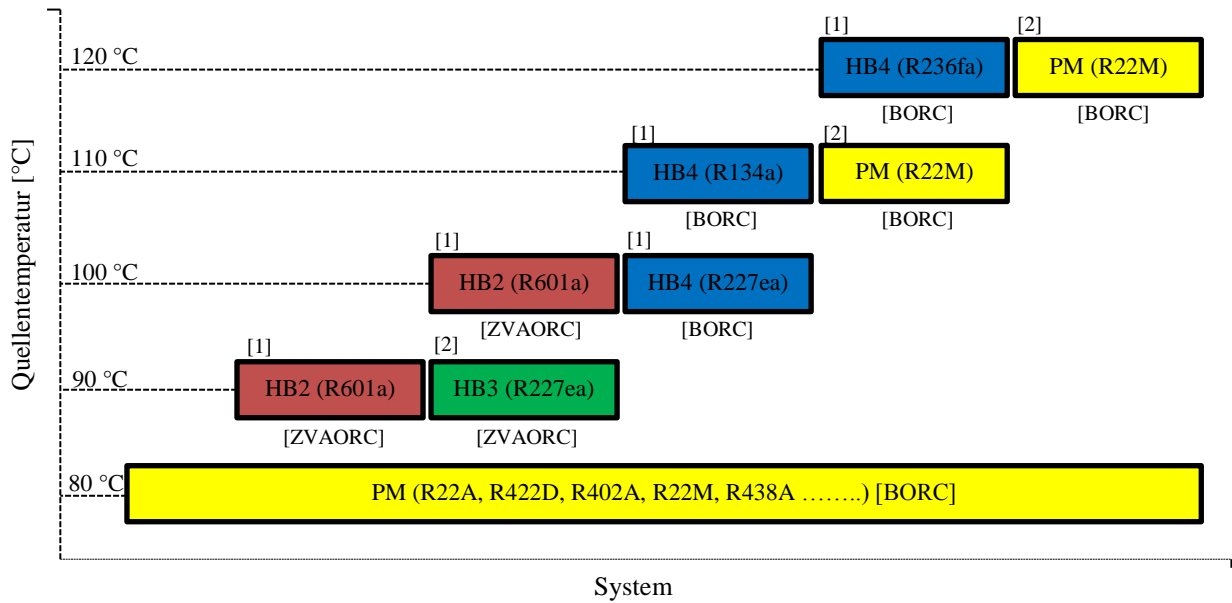
$T_{GW}$ [°C]	80	90	100	110	120
SM [BORC] (Abb. 4.2)	-	R601a	R601a	R601a	R601a
PM [BORC] (Abb. 4.3)	R438A, ...R422A	R422A, ...R22M	R422A, ...R422D	R22M, ...R438A	R22M, ...R438A
HB1[ZVORC] (Abb. 6.1)	-	R227ea	R227ea	R134a	R236fa
HB2[ZVAORC] (Abb. 6.3)	-	R601a	R601a	R601a	R601a
HB3[ZVAORC] (Abb. 6.4)	-	R227ea	R227ea	R227ea	R227ea
HB4 [BORC] (Abb. 6.5)	-	R227ea	R227ea	R134a	R236fa

Unter Vernachlässigung der Fluidauswirkung auf die Hybridmodelle ermöglichen Abb. 5.15 und Abb. 6.6 gute Vergleichsbeispiele bei einer Quelltemperatur von 100 °C. Daraus kann geschlossen werden, dass die thermischen Bedarfe des Heizsystems den vielversprechenden Kreislauf entscheiden. Sind sie bei der Konzipierung der Anlagen nicht im Vorfeld definiert, ist kein konkretes System als bestes zu nennen.

Die thermodynamische Gewichtung wird daher anhand des Häufigkeitsprinzips des Zielfaktors (Leistung) bei mehreren Kombinationen der Heizsystemparameter festgelegt. Es werden die Kreisläufe zusammen nur mit dem jeweils dafür besser geeigneten Fluid für jede einzelne Quelltemperatur berechnet. Die dadurch resultierende Systemklassifizierung ist in der Abb. 6.15 zusammengefasst, wobei die nach der Effizienz ersten zwei Systemklassen eingeführt sind.

Mit dieser Annäherung ist somit BORC zusammen mit PM für die sehr geringen Temperaturen unter 80 °C unabdingbar, wobei die Fluidgemische sehr gut denkbar sind. BORC ist auch für höhere Temperaturen über 100 °C zusammen mit dem verbesserten Hybridmodell HB4 fluidunabhängig immer noch effektiv einzusetzen. Dagegen taucht ZVAORC mit R601A bei Komponenten-Kaskaden nach HB2, im Bereich 90-100 °C, als bester Kreislauf auf.

Da die Verbesserungen zu komplexen und aufwendig zu fertigenden Anlagen führen, wird die wirtschaftliche Machbarkeit im nächsten Kapitel bewertet.



**Abb. 6.15:** Thermodynamisch beste Kreisläufe für die geothermische Anwendung (einschließlich KWK-Modell, Kreisprozessverfahren und Arbeitsmittel) entsprechend der Quelltemperatur.

## 7 Wirtschaftlichkeit

Die Kosten der ORC-Module (-Anlagen) sind stark von verschiedenen Einflussfaktoren abhängig. Die spezifischen Investitionskosten (je  $\text{kW}_{\text{el}}$ ) vergünstigen sich auf einer Seite mit Erhöhung der Geothermalwassertemperatur sowie des installierten Leistungsniveaus (Entingh et al. [125]). Dieses Ergebnis wurde von Köhler [9] nachgewiesen. Laut Imran et al. [67] unterscheiden sie sich auch nach dem gewählten Entwurf und Baugruppen. In dieser Arbeit erwies sich auch, dass der Anlagenaufwand modell-, kreisprozessverfahren- und arbeitsmittelspezifisch ist. All dies gilt auch für die vorhandenen kommerziellen Einheiten [87], die zusätzlich durch definierte Wärmeträgerauskühlung gekennzeichnet werden können. Eine belastbare Kostenschätzung wird dann nur unter Berücksichtigung der relevanten Randbedingung am Standort sowie der zu installierenden Anlagenspezifikationen (bzw. -ausführung) erfolgen.

Zur Abschätzung der Investitionskosten wird deswegen auf das im Folgenden dargestellten Modell zurückgegriffen. Das Vorgehen richtet sich nach dem von Bejan etablierten Ansatz für Kostenberechnung in der Kraftwerkstechnik, wie von Köhler [9] für geothermische ORC-Anlagen bereits beschrieben und eingesetzt wurde. Dabei werden die Investitionskosten aus den physikalischen Kennwerten der wesentlichen Komponenten abgeleitet.

### 7.1 Kostenmodell nach Bejan

Eine genaue Bewertung der Machbarkeit der Investition erfolgt nur, wenn die relevanten direkten und indirekten Kostenangaben berücksichtigt werden. Dazu zählen die Kosten des Kraft- und Heizwerks, des Kühlturms (Kreislauf für die Bereitstellung des Kühlwassers), der Fernnetze, der Exploration (Bohrungen, Tiefpumpe, Grundstück oder Gebäude etc..) sowie alle damit verbundenen Kosten.

Das Kostenmodell der Kraftwerkstechnik nach Bejan beruht auf der Berechnung der Anschaffungskosten der wesentlichen Komponenten. Alle weiteren direkten und indirekten Kosten sind als prozentuale Zuschläge oder pauschal davon abzuschätzen. Die Gesamtkosten eines Moduls ergeben sich somit aus der Summation der Komponentenkosten und der damit verbundenen direkten und indirekten Kosten.

#### 7.1.1 Anschaffungskosten

Laut der vorliegenden thermodynamischen Betrachtung umfasst die Komponentenberechnung alle Wärmeübertrager, Arbeitsmittelpumpen und die Turbinen. Zusätzlich wird ein Nasskühlturm (KT) als Hauptkomponente des Kraftwerks in Abhängigkeit der Kondensatorlast mitberücksichtigt, da Letztere sich von einem Prozess zu anderem unterscheidet.

Die Summe der Anschaffungskosten aller Einzelkomponenten bezeichnet man als Anfangsinvestition bzw. Komponentenkosten, mit

$$K_{ORC,an} = \sum K_{Ver} + \sum K_{Vor} + \sum K_{Kon} + \sum K_T + \sum K_P + K_{KT}. \quad (7.1)$$

Berechnung der Anschaffungskosten der einzelnen Komponenten erfolgt nach der exponentiellen Gleichung von Bejan [9], mit

$$K_i = K_{i,Ref} \cdot \left( \frac{X_i}{X_{i,Ref}} \right)^\omega. \quad (7.2)$$

Dabei sind  $K_i$  und  $X_i$  die Kosten und Kapazität der Komponente  $i$ ;  $K_{i,Ref}$  und  $X_{i,Ref}$  sind die Kosten sowie Kapazität einer Referenzkomponente;  $\omega$  ist der komponentenspezifische Skalierungsexponent. Bei diesem Ansatz ergeben sich somit die Kosten  $K_i$  einer Komponente  $i$  mit einer Kapazität  $X_i$  mittels exponentieller Skalierung der bekannten Kosten  $K_{i,Ref}$  einer Referenzkomponente mit der Kapazität  $X_{i,Ref}$ .

Köhler [9] hat die Referenzwerte sowie die Skalierungsexponenten anhand der Literaturen auf einer Preisbasis von Mitte 2003 für die wesentlichen Komponenten eines ORC-Systems zusammengestellt (Tab. 7.1). Dabei enthalten die Preise 30 % Zuschlag für die Zubehöre. Um den gegenwärtigen Preisen zu entsprechen, erfolgt zudem eine Modifikation der berechneten Daten auf dieser Preisbasis mit Hilfe des Kostenindex der Zeitschrift Chemical Engineering (CEPCI) [126]. Somit werden alle Kostenangaben mit dem Faktor  $F_{KI} = 1,38$  multipliziert.

**Tab. 7.1:** Skalierungsexponenten und Referenzwerte der Kosten und Komponentengrößen.

<i>Komponente</i>	<i>Größe</i>	<i>Skalierungs- exponent</i>	<i>Referenzwerte der Kosten</i>	<i>Referenzwerte der Komponentengröße</i>
	$X_i$	$\omega$	$K_{Ref}$	$X_{Ref}$
Wärmeübertrager (Edelstahl) (WÜ)	$A_{WÜ}$	0,59	21617 €	93 m <sup>2</sup>
Turbosatz (T)	$\dot{W}_{T,el}$	0,6	340000 €	1 MW <sub>el</sub>
Pumpen (P)	$\dot{W}_P$	0,37	4500 €	10 kW
Nasskühlturm (KT)	$\dot{Q}_{KT} = \dot{Q}_{Kon}$	0,8	15000 €	500 kW <sub>th</sub>

Damit werden die Kosten von Turbosatz, Pumpen und Kühlturm anhand ihrer bereits berechneten Leistungen unmittelbar abgeschätzt. Die Kosten aller Wärmeübertrager werden durch deren Flächen als Größenfaktor charakterisiert. Die vorläufige Bewertung der Wärmeübertragerflächen erfolgte in den Kapiteln 5 und 6 über die fallspezifische Wärmeübertragungskapazität. Hieraus lassen sich jedoch keine konkreten bzw. expliziten Werte der Wärmeübertragerflächen zur Verwendung entsprechend dem Kostenmodell ableiten. Dafür ist die Bestimmung der Wärmedurchgangskoeffizienten notwendig. Wie erwähnt, ist die Berechnung des gesamten Wärmeübergangskoeffizienten oft langwierig und benötigt zahlreiche Vorgaben. Am besten soll ein experimentelles Verfahren etabliert und verifiziert und der Wärmeübergangskoeffizient fallspezifisch gemessen werden, welches hier nicht der Fall ist. In erster Näherung werden daher für die vorliegenden Berechnungen die unten angegebenen Werte verwendet (Tab.7.2) [117, 127].



**Tab. 7.2:** Ungefähre Werte von Wärmedurchgangskoeffizienten für mehrere Situationen [117, 127].

Komponente	Wärmedurchgangskoeffizient $k [kW/m^2 \cdot K]$
Vorwärmer (Wasser/Arbeitsmittel)	0,3
Verdampfer (Wasser/Arbeitsmittel)	0,51
Kondensator (Arbeitsmittel/Wasser)	0,65
Enthitzer (Arbeitsmittel/Wasser)	0,125
Wärmeübertrager (Wasser/Wasser)	1

Die Gleichungen 5.2 und 5.5 wurden dabei auch vereinfacht, da Korrekturfaktoren nach der Bauart oder der geometrischen Konstruktion des Wärmeübertragers verwendet werden sollen.

### 7.1.2 Direkte und indirekte Kosten

Die direkt verbundenen Kosten ( $\sum K_{direkt}$ ), wie die Kosten der Rohrleitungen, Mess-, Steuer- und Regelungstechniken, werden in Form von prozentualen Zuschlägen der Komponentenkosten berechnet. Sie werden mit 76 % der Komponentenkosten abgeschätzt.

Bei der Installierung der Anlagen können weitere anfallende indirekte Kosten entstehen, welche auch als Zuschläge der Komponentenkosten abgeschätzt werden. Für die Planung und Montage werden somit Kosten ( $K_{P\&M}$ ) von 23 % berechnet. Des Weiteren wird zusätzlich ein Zuschlag von 20 % für unvorhergesehene Kosten ( $K_{unvor}$ ) kalkuliert. Auch für die Inbetriebnahme ( $K_{Inb}$ ) der Anlagen wird eine Pauschale mit 20000 € veranschlagt, die wiederum von der Anlagengröße abhängt und ebenfalls mit Berücksichtigung des Faktors  $F_{KI} = 1,38$  berechnet und hier konstant angenommen wird (Alle Angaben sind nach Bejan, wie von Köhler [9] angegeben wurde).

### 7.1.3 Gesamtkosten

Die Gleichung der installierten Gesamtkosten des Kraftwerks lautet demnach

$$\begin{aligned}
 K_{ORC} = & F_{KI} \cdot \left(1 + \frac{76}{100} + \frac{23}{100} + \frac{20}{100}\right) \cdot \left( \sum K_{W\ddot{U},Ref} \cdot \left(\frac{A_{Ver}}{A_{W\ddot{U},Ref}}\right)^{0,59} + \sum K_{W\ddot{U},Ref} \cdot \left(\frac{A_{Vor}}{A_{W\ddot{U},Ref}}\right)^{0,59} + \right. \\
 & \left. \sum K_{W\ddot{U},Ref} \cdot \left(\frac{A_{Kon}}{A_{W\ddot{U},Ref}}\right)^{0,59} + \sum K_{T,Ref} \cdot \left(\frac{\dot{W}_{T,el}}{\dot{W}_{T,Ref}}\right)^{0,6} + \sum K_{P,Ref} \cdot \left(\frac{\dot{W}_P}{\dot{W}_{P,Ref}}\right)^{0,37} + K_{KT,Ref} \cdot \right. \\
 & \left. \left(\frac{\dot{Q}_{KT}}{\dot{Q}_{KT,Ref}}\right)^{0,8} \right) + F_{KI} \cdot K_{Inb}.
 \end{aligned} \tag{7.3}$$

Es sei angenommen, dass ähnliches auch für die installierten Gesamtkosten eines KWK-Modells unter Mitberücksichtigung des Wärmeübertragers des Heizsystems gilt, mit

$$\begin{aligned}
K_{KK} = & F_{KI} \cdot \left(1 + \frac{76}{100} + \frac{23}{100} + \frac{20}{100}\right) \cdot \left( \sum K_{W\ddot{U},Ref} \cdot \left(\frac{A_{Ver}}{A_{W\ddot{U},Ref}}\right)^{0,59} + \sum K_{W\ddot{U},Ref} \cdot \left(\frac{A_{Vor}}{A_{W\ddot{U},Ref}}\right)^{0,59} + \right. \\
& \sum K_{W\ddot{U},Ref} \cdot \left(\frac{A_{Kon}}{A_{W\ddot{U},Ref}}\right)^{0,59} + \sum K_{T,Ref} \cdot \left(\frac{\dot{W}_{T,el}}{\dot{W}_{T,Ref}}\right)^{0,6} + \sum K_{P,Ref} \cdot \left(\frac{\dot{W}_P}{\dot{W}_{P,Ref}}\right)^{0,37} + K_{KT,Ref} \cdot \\
& \left. \left(\frac{\dot{Q}_{KT}}{\dot{Q}_{KT,Ref}}\right)^{0,8} + K_{W\ddot{U},Ref} \cdot \left(\frac{A_{HS}}{A_{W\ddot{U},Ref}}\right)^{0,59} \right) + F_{KI} \cdot K_{Inb}.
\end{aligned} \quad (7.4)$$

$\dot{W}_{T,el}$  ist die elektrische Leistung des Turbosatzes (Turbine & Generator) und wird unter Berücksichtigung des mechanischen ( $\eta_{T,mec}$ ) und Generatorwirkungsgrades ( $\eta_{Gen}$ ) ermittelt. Es wird hier davon ausgegangen, dass die Turbine und der Generator als kompaktes System hergestellt oder kommerzialisiert werden. Zudem wird sich mit diesem Ansatz eine Senkung der Investitionskosten versprochen. Zur Bestimmung der spezifischen (leistungsbezogenen) installierten Kosten wird Gl. 7.3 durch die erzeugte elektrische Nettoleistung dividiert.

## 7.2 Wirtschaftliche Randbedingungen

In der Tab. 7.3 sind die angenommenen wirtschaftlichen Randbedingungen einschließlich der Energiepreise und der Betriebs- und Wartungskosten eines gesamtheitlichen Projektes fixiert.

**Tab. 7.3:** Konstante wirtschaftliche Randbedingungen [20, 128, 129].

Parameter	Wert	Einheit
Exploration: $K_{Epl}$	18 000 000	€
Sonstige (Grundstück oder Gebäude, Versicherung etc.): $K_{Sons}$	4 000 000	€
Fernwärmeleitungen: $K_{FW}$	150	€/m
Wärmepreis: $\dot{W}P$	0,09	€/kWh
Strompreis: $\dot{S}tP$	0,286	€/kWh
Erhöhung der Energiepreise: $j$	1,5	%/a
Betrieb und Wartung: $K_{B\&W}$	750 000	€/a
Erhöhung der Betriebs- und Wartungskosten: $g$	2	%/a
Zinsenrate der Kapitalkosten: $t$	7	%
Laufzeit des Projektes: $LZ$	20	a
(Vertragsdauer zum Verbrauch der Kapitalkosten)		

Die Betriebs- und Wartungskosten sind dabei für die gesamtheitliche Investition abgeschätzt. Für den gewählten Strompreis liegt die Annahme zugrunde, dass der Strom in den Haushalten vollständig verbraucht wird [128]. Der gewählte Wärmepreis entspricht den durchschnittlichen Fernwärmepreisen [129].

## 7.3 Wirtschaftliche Bewertungskennzahlen

Zur Bewertung der wirtschaftlichen Machbarkeit sind verschiedene Methoden üblich, wie z.B. Bewertung der Amortisationszeit, Gestehungskosten der Energieeinheit oder des jährlichen Cash-Flows. Es gilt dabei: Je geringer die Amortisationszeit und die

Gestehungskosten pro Energieeinheit oder je höher der jährliche Cash-Flow ist, desto wirtschaftlich sinnvoller ist das angewandte System.

Unter diesem Gesichtspunkt wird hier der jährliche Cash-Flow ( $CF$ ) des Projektes als Bewertungskennzahl ausgewählt. Die direkte Methode zur Ermittlung des jährlichen Cash-Flows ergibt sich aus der Differenz zwischen der Summe der Einnahmen und der Summe der Aufwendungen [130].

$$CF = Einn. - Aufw.. \quad (7.5)$$

Die gesamten Aufwendungen berechnen sich aus den jährlichen einmaligen verbrauchsgebundenen Kapitalkosten, deren Zinsen sowie den betriebs- und wartungsgebundenen Kosten, während die jährlichen Einnahmen ausschließlich aus dem Wärme- und Stromverkauf stammen. Aufgrund der Änderung der Energiepreise sowie der betriebs- und wartungsgebundenen Kosten ändert sich während der Laufzeit auch der Cash-Flow. Deswegen wird der mittlere Cash-Flow verwendet, zu deren Berechnung alle Aufwendungen und Einnahmen gemittelt werden sollen.

Somit lassen sich die gemittelten jährlichen Kosten durch Dividieren der Summe aller Kosten ( $\sum K$ ) für die gesamte Laufzeit abschätzen.

$$\overline{Aufw.} = \sum K / LZ. \quad (7.6)$$

In der letzten Gleichung sollen die gesamten Betriebs- und Wartungskosten über die gesamte Laufzeit mit Berücksichtigung der jährlichen Kostenerhöhung eingesetzt werden, mit

$$K_{B\&W,ges} = \sum_1^{LZ} [(1 + g)^r \cdot K_{B\&W,0}]. \quad (7.7)$$

Ähnliches gilt auch für Abschätzung der Zinsen der Kapitalkosten.

Die jährlichen gemittelten Einnahmen berechnen sich über die jährlichen Betriebsstunden zu

$$\overline{Einn.} = [(\dot{W}_{n,el} \cdot StP_m) + (\dot{Q}_{HS} \cdot W\ddot{a}P_m)] \cdot BS. \quad (7.8)$$

In der Gl. 7.8 ist  $\dot{W}_{n,el}$  die elektrische Nettoleistung, mit der Annahme von  $\eta_{T,mec}=0,95$  und  $\eta_{Gen}=0,98$ ;  $BS$  bezeichnet die jährlichen Betriebsstunden (Belastung der Anlagen) mit 8000 h/a;  $StP_m$  &  $W\ddot{a}P_m$  sind die gemittelten Strom- und Wärmepreise über die gesamte Laufzeit mit Berücksichtigung der jährlichen Preiserhöhung, mit

$$W\ddot{a}P_m = \sum_1^{LZ} [(1 + j)^r \cdot W\ddot{a}P_0] / LZ, \quad (7.9)$$

$$StP_m = \sum_1^{LZ} [(1 + j)^r \cdot StP_0] / LZ. \quad (7.10)$$

Dabei sind  $K_{B\&W,0}$ ,  $W\ddot{a}P_0$  und  $StP_0$  die Anfangswerte im ersten Jahr der Inbetriebnahme der Anlagen und entsprechen den Werten der Tab. 7.3;  $r = 1, \dots, LZ$ .

Abschließend sieht der gemittelte jährliche Cash-Flow wie folgt aus:

$$CF_m = [(\dot{W}_{n,el} \cdot StP_m) + (\dot{Q}_{HS} \cdot W\ddot{a}P_m)] \cdot BS) - (\sum K / LZ). \quad (7.11)$$

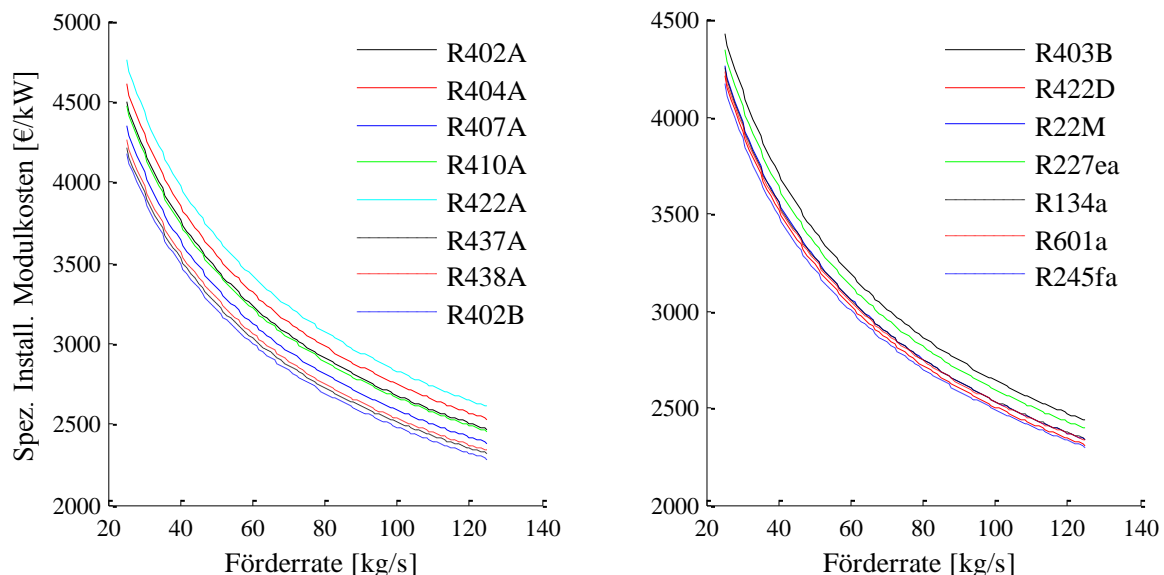
Bei der vorliegenden Methode werden die Erhöhungen der laufenden Kosten sowie der Energiepreise ab dem ersten Jahr des Projektes berechnet. Der Restwert der Investition, das private Eigenkapital und die staatliche Förderung wurden nicht berücksichtigt. Damit können die zu erhaltenden wirtschaftlichen Angaben sowie Modulkosten nur als Anhaltswerte für Investitionen unter gleichen Rahmenbedingungen und Annahmen dienen.

## 7.4 Ergebnisse für ausschließliche Stromerzeugung

In den vorhergehenden Analysen haben sich alle Ergebnisse auf eine Förderrate (Massenstrom) des Geothermalwassers von 1 kg/s bezogen. Bei der wirtschaftlichen Betrachtung erfolgt dagegen die Berechnung nicht mehr spezifisch, sondern für praktische Werte der Förderrate bis 125 kg/s. Insbesondere werden die gewählten Fluide, z.B. bei einer Temperatur von 100 °C, auf diesem Weg weiter ausgewertet.

### 7.4.1 Überblick der fluidspezifischen Modulkosten

Es wird zunächst ein Aufschluss über den spezifischen installierten Anlagenaufwand mit unterschiedlichen Fluidklassen gegeben, welchen die Abb. 7.1 für einen Variationsbereich der Förderrate des Geothermalwassers von 25 bis 125 kg/s zeigt.

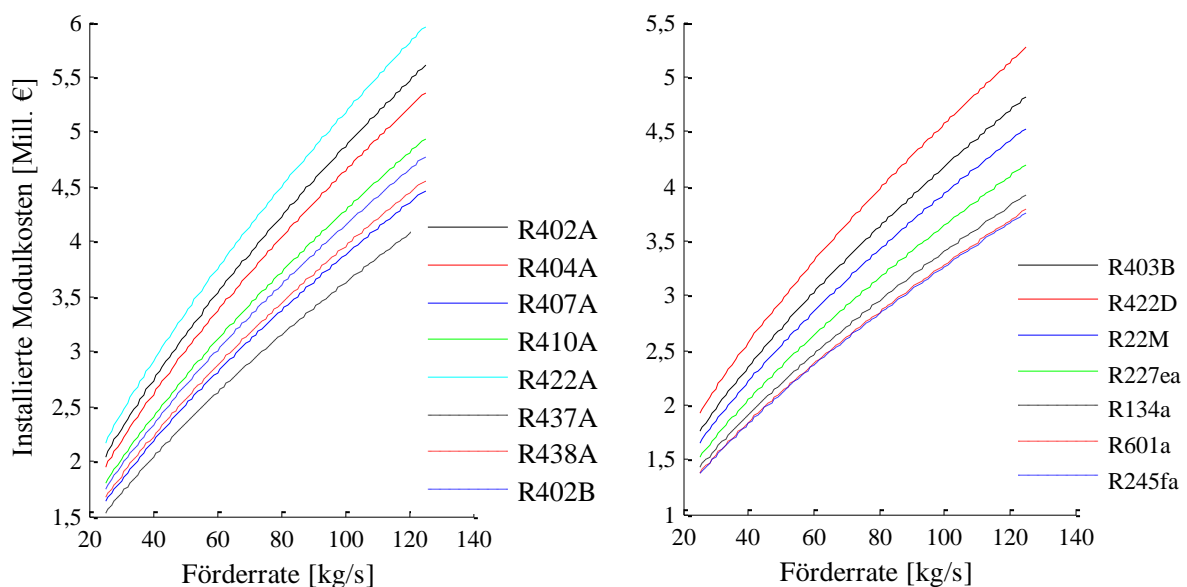


**Abb. 7.1:** Fluidabhängige, spezifische installierte Modulkosten in Abhängigkeit der Förderrate des Geothermalwassers.

Eine Zunahme der Förderrate führt nach Gl. 4.15 zu einer Erhöhung des zur Verfügung stehenden Exergiestroms und damit zur zunehmenden Leistungserzeugung der Anlagen. Somit zeigen die Kurven, dass die spezifischen Kosten mit Erhöhung der installierten

Leistungen sinken. Dies stimmt mit dem Kostenansatz der auf dem Markt vorhandenen Anlagen sowie bereits berechneten Anlagenkosten überein (s. oben). Aufgrund der erhöhten spezifischen anlagentechnischen Kapazität der Wärmeübertrager kostet das Modul mit dem zeotropen Gemisch R422A je 1 kW mehr als die anderen Varianten. Diese Erhöhung liegt im Vergleich zu R227ea bei ca. 8 %. Dagegen ist das Modul mit R422D und R402B trotz der ziemlich großen Wärmeübertrageraufwände jeweils günstiger als mit R227ea und R134a. Dafür sind die verringerten Kondensatorlasten und damit verbundenen Kühlturmkosten pro 1 kW Leistung verantwortlich. Der thermische Wirkungsgrad bei sich einstellendem Betriebszustand spielt dabei die Schlüsselrolle, besonders bei dem befolgten Kostenansatz (s. Kapitel 5). Dies wäre bei Vernachlässigung des Kühlturms nicht der Fall.

Daneben sind die globalen Modulkosten mit der möglichen globalen Leistungserzeugung verbunden (Abb. 7.2). Da der Prozess mit R422A die höchste elektrische Leistung ermöglicht, erfordert er auch die höchsten Kosten, ca. 36 % bis 37,1 % höher als mit R227ea. Aus diesem Gesichtspunkt sind die klassischen Arbeitsmittel wirtschaftlich zu favorisieren. Das bedeutet jedoch keine Beurteilung der Machbarkeit, wozu ausschließlich die Bezifferung der wirtschaftlichen Kennzahl dient.

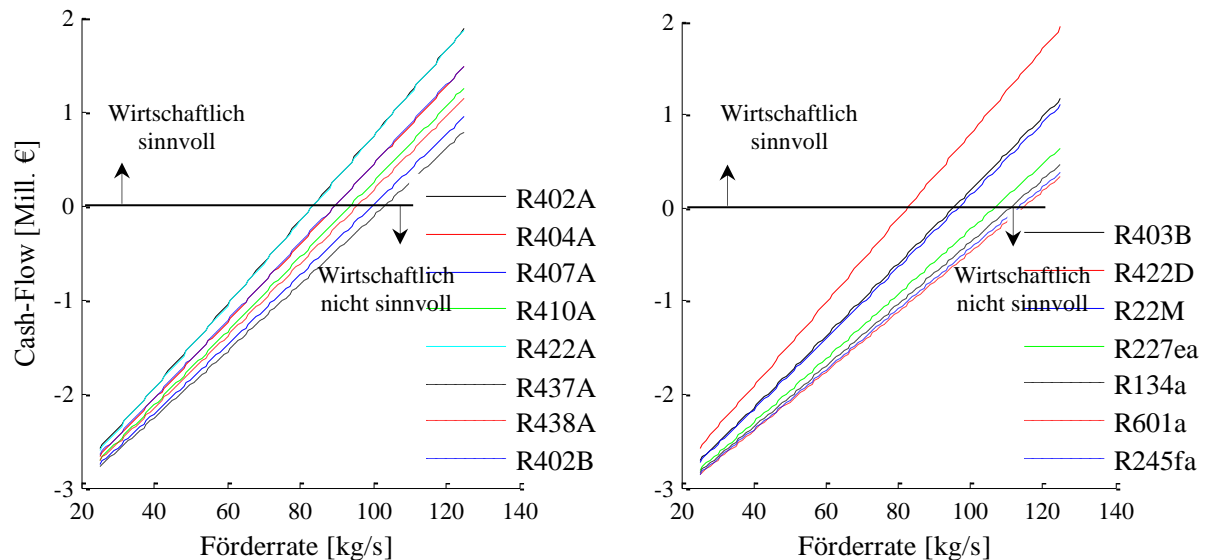


**Abb. 7.2:** Fluidabhängige, installierte Gesamtkosten des Moduls in Abhängigkeit der Förderrate des Geothermalwassers .

#### 7.4.2 Cash-Flow-Vergleich

In der Abb. 7.3 ist der fluidabhängige Cash-Flow als Funktion der Förderrate des Geothermalwassers charakterisiert. Es beweist, dass sich im Allgemeinen der Cash-Flow des Projektes mit dem leistungsfähigeren Fluid verbessert.

Die zunehmende Förderrate führt zur Erhöhung der Differenz zwischen den erzeugten Leistungsraten mittels unterschiedlicher Fluide und gleichzeitig, nach dem Kostenansatz, zu einer stetigen Verringerung der spezifischen Anlagenkosten.



**Abb. 7.3:** Fluidabhängiger Cash-Flow in Abhängigkeit der Förderrate des Geothermalwassers.

Deswegen macht ihr Anstieg den wirtschaftlichen Aspekt des Moduls mit den effizientesten Fluidprozessen noch attraktiver. Die zeotropen Gemische führen somit zu deutlich verbesserten Erlösen eines Projektes. Insbesondere ist R422A wirtschaftlich zu bevorzugen und ermöglicht eine erhebliche Steigerung des Cash-Flows bei hoher Förderrate von 125 kg/s um ca. 2,8-fache gegenüber R227ea. In diesem Zusammenhang werden R402A und R422D genauso gut wie R422A bewertet, obwohl Letzteres sich auf teurerer aber geringfügig effektiverer Anlage bezieht. Damit könnten diese Arbeitsmittel nur nach nichtthermodynamischen Kriterien differenziert werden. Beispielsweise sei R402A umwelttechnisch vernünftiger (s. Tab. 5.1).

Die negativen Werte des Cash-Flows geben an, dass die ausschließliche geothermische Stromerzeugung bei diesen Charakteristiken des Geothermalwassers nicht profitable ist. Um das Vorhaben profitable zu machen, sollten somit bestimmte, hohe Förderraten gefördert werden. Dies hängt jedoch von der Kreisprozesseffizienz ab, wobei die effizienteren Fluidvarianten diesbezüglich noch Vorteile versprechen. Beispielshaft könnte das Projekt mit R422A, R402A oder R422D ab 80 kg/s-Förderrate sinnvoll sein, während mit R227ea mindestens 100 kg/s dafür benötigt werden.

## 7.5 Ergebnisse für kombinierte Strom- und Wärmeerzeugung (KWK)

Für jede Konfiguration in den Abb. 4.2, 4.3 und Abb. 6.1, 6.3, 6.4, 6.5 wird, nach Quellentemperatur, das thermodynamisch gut angepasste Arbeitsmittel (Tab. 6.2) betrachtet. In der Praxis sind andererseits die Dimensionierung sowie die Investitionskosten des

geothermischen Kraft- und Heizwerks einmalig und somit von den Schwankungen der Heizsystembedarfe unabhängig. Es werden daher nur die höchsten Kosten innerhalb des Variationsbereiches der Heizsystemparameter bei jeder Quellencharakteristik (Temperatur und Förderrate) ausgesucht und festgesetzt. In der Regel ist der höchste Aufwand des Kraftwerks bei sehr geringer Heizlast und damit hoher technischer Leistungserzeugung zu erwarten, die höchsten Kosten des Heizsystems bei der höchsten Heizlast. Nach dem Kostenansatz wird auch eine Preissenkung der ORC-Module aller Verfahren mit Erhöhung der Quellencharakteristiken versprochen.

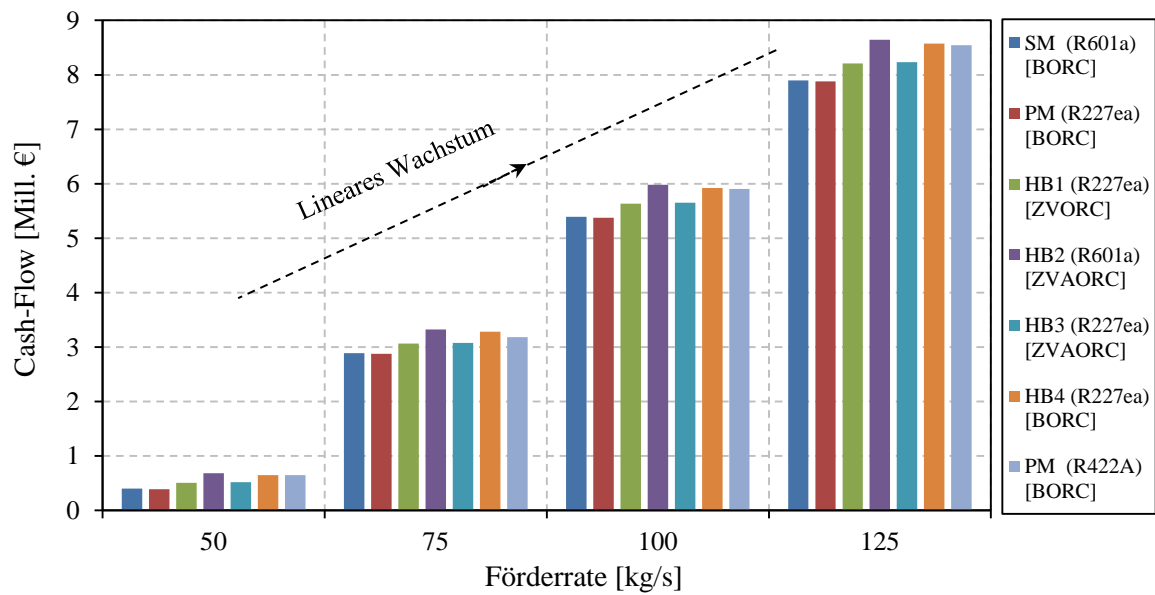
Mit diesem Vorgehen sollen die hohen Vor- und Rücklauftemperaturen die Machbarkeit verschlechtern, wogegen die hohe Heizlastgewinnung immer deutlich wachsende Rentabilitätskennzahlen nachweisen soll. Die ökonomische Überlegenheit der Kreisläufe ist jedoch fallspezifisch und entspricht somit den thermodynamischen Optima. Im Anhang D sind all diese Effekte auch an einem Beispiel aufgezeigt.

Da sich ein stark verändernder Wärmebedarf und Temperaturpegel über die jährlichen Betriebsstunden einstellen könnten, ist keine Entscheidung für einen Kreislauf getroffen. Deswegen wird ein ähnliches Verfahren wie bei der thermodynamischen Klassifizierung vorgenommen. Der jährliche durchschnittliche Cash-Flow wird dabei für eine Vielzahl von Kombinationen der Heizsystemparameter gemittelt. Dazu wird im Wesentlichen ein Ansatz für den jährlichen Wärmebedarf angenommen (Tab. 7.4). Dann werden, bei jeder Heizlast und Stundenanzahl, die Reihen von Vor- und Rücklauftemperaturen simuliert.

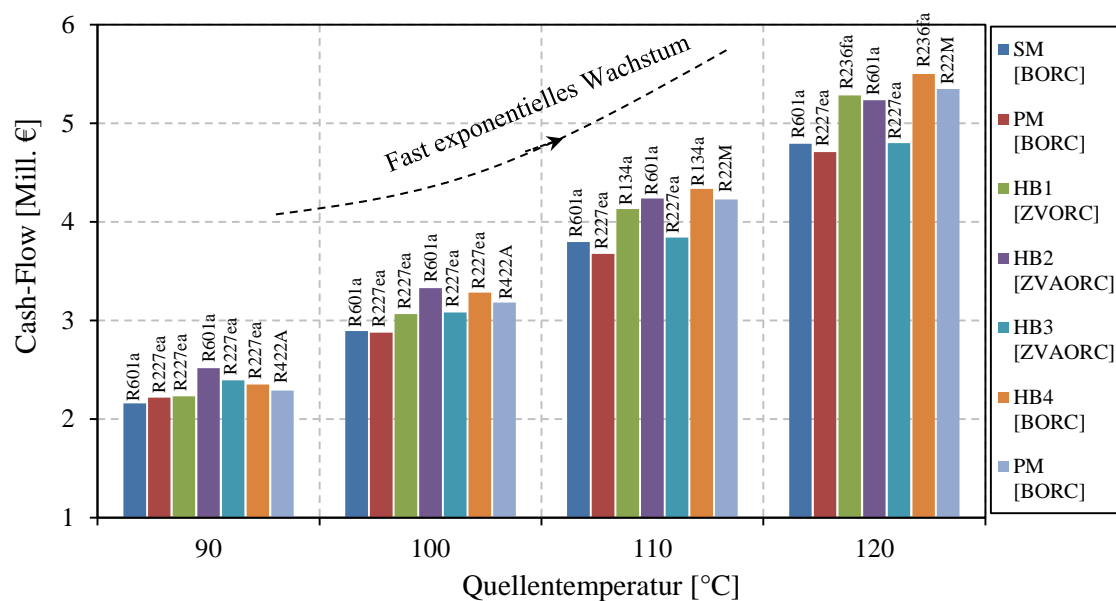
**Tab. 7.4:** Ansatz zum Wärmebedarf über die jährlichen Betriebsstunden.

$\dot{Q}_{HS} [kW_{th}] / \dot{m}_{GW}$	50	75	100	125	150
$BS [h/a]$	1500	1500	2500	1500	1500

Dementsprechend stellt Abb. 7.4 die resultierende Abschätzung des jährlichen durchschnittlichen Cash-Flows für verschiedene Förderraten bei einer Quellentemperatur von 100 °C dar. Eine Mehrförderung des Geothermalwassers ist der Wirtschaftlichkeit immer vorteilhaft, welches durch den linearen Anstieg des Cash-Flows interpretiert wird. Das profitabelste Modell ist dabei auch dasjenige, das die höchste Leistung verspricht. So lohnt sich der Umstieg auf HB2 (R601a) absolut. Dabei beträgt die berechnete Steigerung des Cash-Flows verglichen mit dem klassischen SM (R601a) mehr als 11 %. Die Ursache dafür liegt im unterschiedlichen Einfluss der Quellentemperatur auf die Systemfähigkeit, wobei die Förderrate keine Rolle spielt. Unter der vorliegenden Herangehensweise wird somit ein entscheidender Wechsel von den klassischen Einheiten hin auf eine neue effizientere, nur durch die Quellentemperatur eingelöst, welches durch die Abb. 7.5 bestätigt wird.



**Abb. 7.4:** Cash-Flow von unterschiedlichen Kreisläufen (einschließlich KWK-Modell, Kreisprozessverfahren und Arbeitsmittel) in Abhängigkeit der Förderrate des Geothermalwassers mit einer Temperatur von 100 °C.



**Abb. 7.5:** Cash-Flow von unterschiedlichen Kreisläufen (einschließlich KWK-Modell, Kreisprozessverfahren und Arbeitsmittel) in Abhängigkeit der Temperatur des Geothermalwassers mit einer Förderrate von 75 kg/s.

Auf dieser Ebene ist anzumerken, dass die Klassifizierung nach der Wirtschaftlichkeit mit derjenigen nach der Thermodynamik (Abb. 6.15) absolut übereinstimmt. Bei den geothermischen Anwendungen können somit die erheblichen Mehraufwendungen effektiverer Anlagen immer überkompensiert werden. Dabei gilt immer: Je höher der Nutzungsgrad des Geothermalwassers ist, desto profitabler ist das Projekt unabhängig vom Anlagenaufwand. Das beruht darauf, dass die Explorationskosten sehr hoch und von den Übertage-Einrichtungen unabhängig sind.



Trotz des nahezu potenziellen Wachstums der ökonomischen Kennzahlen mit der Temperatur ist eine mögliche Erhöhung der Pumpenraten des Geothermalwassers bedeutender, welches den obigen Abbildungen zu entnehmen ist. Das Exergiepotenzial einer geothermischen Quelle steht in einer linearen und variablen Verbindung mit der Förderrate, wobei beide beständig um gleiche Verhältnisse ansteigen (Gl. 4.15). Mit steigender Temperatur wächst das Exergiepotenzial aber potenziell an, deren Gradient im untersuchten Fall ca. 11 % je 5 °C nicht überschreitet. Unter gleichen ökonomischen Prämissen, besonders den Explorationskosten, könnten daher Reservoirs mit geringen Temperaturen aber mit der Möglichkeit hoher Förderraten profitabler, als diejenigen mit hohen Temperaturen und geringen Förderraten, ausgenutzt werden.

## 8 Betrachtung zur Verstromung der Solarthermie

Im Gegensatz zum Geothermalwasser zirkuliert das Solarmedium in einem geschlossenen Kreislauf (Kollektorkreislauf), womit eine gegenseitige Beeinflussung zwischen den gekoppelten Kreisläufen (Primär- und Sekundärkreislauf) besteht. Die Zielsetzung sowie -faktoren bei der Standardisierung sowie Erforschung der Technologie unter solarthermischen Rahmenbedingungen unterscheiden sich daher deutlich von den geothermischen. Das kann man aus den Ergebnissen früherer Bestrebungen ziehen.

### 8.1 Rückblick auf die vergangenen Forschungen

#### 8.1.1 Mitberücksichtigung der Kraft-Wärme-Kopplung

Das bisher behandelte solarthermische KWK-Szenario ist dem konventionellen identisch, wobei die anfallende Wärme im Kondensator zur Warmwasserbereitung genutzt wird. Theoretisch sollte aber die Kondensationstemperatur so erhöht werden, dass eine mindesterforderliche Warmwassertemperatur erfüllt ist. In der Abb. 8.1 ist ein ORC-Modul mit einem Solarkollektor unter Berücksichtigung einer Wärmekopplung über den Kondensator skizziert (dies gilt auch für die ausschließliche Stromerzeugung).

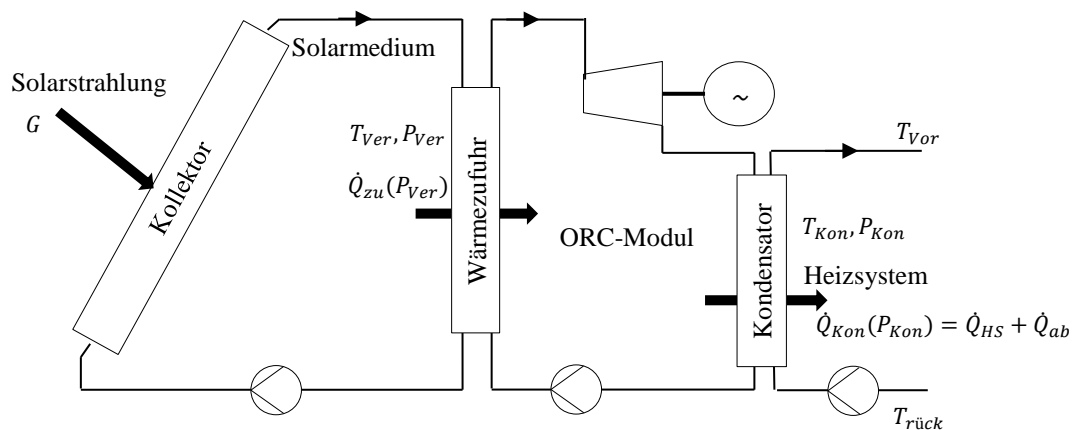


Abb. 8.1: Klassische Integration eines solarthermischen ORC-Moduls mit und ohne KWK.

Unter dieser Prämisse führten Riffat und Zhao [131, 132] einen theoretischen und experimentellen Test auf Hybrid-Heatpipe-Solarkollektor-betriebene Einheit mit n-pentane (R601) durch. Dabei wurde die Untersuchung nur auf energetische und umwelttechnische Aspekte beschränkt. Verglichen mit der Erzeugung über konventionelle Energieträger kann dadurch ein beträchtlicher Primärenergieverbrauch gespart sowie die CO<sub>2</sub>-Emission bis zu 600 Tons/Jahr reduziert werden. Yagoub et al. [133] erprobten ein hybridbetriebenes Mikro-Aggregat, welches einen Heatpipe-Solarkollektor und Gas-Brennwertkessel als Hilfsquelle

beinhaltete. Die typischen Testergebnisse haben demonstriert, dass der Gesamtwirkungsgrad bis 17 % durch KWK-Betrieb gegenüber den entsprechenden elektrischen Wirkungsgraden angehoben werden kann. Diesbezüglich wurde HFE-301 gegenüber n-pentane den Vorzug gegeben.

Durch Überprüfung ähnlicher Mikro-Ausführungen von Facao und Oliveira [134] wurde Methanol für ein ideales Leistungsverhalten empfohlen. Umwelttechnisch können 51 Tons CO<sub>2</sub>/Jahr verglichen mit den traditionellen Wärmeträgern vermieden werden. Daneben wurden drei rein solarbetriebene Mikro-Kombinationen für drei Regionen mit einer Ausgangsleistung von 5 kW von Facao et al. [135, 136] simuliert. Die CPC- und Flachkollektoren wurden als Solarkreisläufe zur Lieferung von drei unterschiedlichen Temperaturbereichen (80, 100-150 und 200-250 °C) des Solarmediums eingesetzt. Bei der thermischen und wirtschaftlichen Kalkulation wurde Cyclohexane, unter mehreren verglichenen Fluiden, als der beste Kandidat ausgewählt. Baral und Kim [137] haben umfangreiche Studien für 15 Medien zur Verstromung der Solarthermie mit niedriger (90 °C) und mittlerer (125 °C) Temperatur dargestellt. Bei Gewichtung aller Auswertungskriterien einschließlich der bereitgestellten Warmwassermenge wurden R134a und R245fa als die am besten passenden Fluide für entsprechend geringe und mittlere Temperaturen hervorgehoben.

Zhang et al. [138] haben die transkritische Fahrweise mit CO<sub>2</sub> herangezogen und dabei deren Betriebskennlinien bestimmt. Als weitere wissenschaftliche Aktivität haben Ziviani et al. [139] ein thermodynamisches Modell für Simulation und Auswertung eines Mikro-Systems zur Erfüllung der elektrischen und thermischen Bedarfe sowie der Kühllasten eines Einzelwohnhauses bei den typischen Heißwassertemperaturen des Niedertemperatur-solarkollektors erstellt. Im Wesentlichen wurden der elektrische Wirkungsgrad und die technische Ausgangsleistung bei unterschiedlichen Solarkollektortemperaturen im Fall des stationären und transienten Betriebs charakterisiert. Borunda et al. [140] simulierten eine Mini-Anlage mit Parabolrinnenkollektoren für Anwendungen bis mittlere Prozess-temperaturen, bei denen Strom- und Wärmezeugung erforderlich sind. Dabei wurden die Produktionsraten hauptsächlich gezielt und über ein Jahr analysiert. Der Beitrag von Mayere et al. [141] auf diesem Gebiet hat sich nur auf einen Rückblick auf die solarbetriebenen Mikro-Systeme beschränkt, wobei verschiedene Typen von solarkonzentrierenden Absorbern grundsätzlich beschrieben worden sind.

Abweichend davon haben sich Freeman et al. [142] mit anderen Gedanken für solarthermische KWK beschäftigt. Ihre Konfiguration wurde so angedacht, dass die solare Flüssigkeit, die vom Vakuumröhrenkollektor / Parabolrinnenkollektor erhitzt wird, den ORC mit R245fa antreibt und abwechselnd einen Warmwasserspeicher auflädt. Dies wurde über eine Bypass-Technologie geregelt. Der Warmwasserspeicher sorgte dabei für die Nutzwärmelast und wurde zusätzlich durch einen Extraheizer unterstützt. Aus thermodynamischer Analyse ergab sich, dass der Einsatz der Parabolrinnenkollektoren oder der Vakuumröhrenkollektoren fast gleiche jährliche, durchschnittliche, elektrische Leistungsabgabe bringt (776 kWh/a vs. 701 kWh/a). Durch weitere Verbesserung des Systems von Freeman et al. [143] wurde die maximale elektrische Jahresarbeitsleistung mit dem Fluid R236ea erhalten, jedoch bedingt durch Integration zweistufiger Solarkollektor/Verdampfer-Einheit sowie Idealisierung der Verdampfungsparameter. Sehr ähnliche

Kombination wurde ebenfalls von Ksayer et al. [144] für Solarwärmeträgertemperaturen bis 120 °C bereits vermutet sowie von Ramos et al. [145] mit zusätzlichem sensiblem Solarwärmespeicher und internem Wärmetauscher nachuntersucht.

### 8.1.2 Beiträge zur ausschließlichen Stromerzeugung

Tab. 8.1 gibt einen Auszug der Ergebnisse aus den früheren wissenschaftlichen Recherchen bezüglich der empfohlenen Arbeitsmittel.

**Tab. 8.1:** Fazit der vorherigen Ausführungen sowie Arbeitsmittel des solaren ORC.

Referenz	Bewertungsmaßstab	Solarkollektortyp bzw. Temperaturbereich	Empfohlenes Arbeitsmittel	Bemerkung
Wang et al. [146]	Täglicher Durchschnittswirkungsgrad	Flachkollektor	R245fa R123	Regeneration / Überhitzung
*Quoilin et al. [147]	Gesamtwirkungsgrad & Wärmeaustauschfläche	Parabolrinnen	Solkatherm	Prozess mit zweistufiger Expansion*
Ferrara et al. [148]	Globaler elektrischer Wirkungsgrad	Parabolrinnen	Aceton	-
Zhong-he et al. [149, 150 ,151]	<sup>1</sup> Ther. & <sup>2</sup> Exer. Wirkungsgrad	Niedertemperatur	R245fa R601	-
Bu et al. [152]	Gesamtwirkungsgrad	60 –160 °C	R123	-
Calise et al. [153]	Gesamtwirkungsgrad & elektrische Leistung	Parabolrinnen	R600 R600a R245fa	-
Baral und Kim [154]	Ther. & Exer. Wirkungsgrad & <sup>3</sup> Wirtschaf. Betrachtung	100-150 °C	R245fa	-
Amin und Ani [155]	Ther. Wirkungsgrad & Nettoleistung	-	R123	Nachschtung im konventionellen Rankine- System
Nafey und Sharaf [156]	Kollektorfläche & Spezifische Kosten & Exergieverlust	Flachkollektor Parabolrinnen CPC-Kollektor	Toluene Wasser	-
Al-Sulaiman [157]	Exer. Wirkungsgrad	Parabolrinnen	R134a R152a	Nachschtung im konventionellen Rankine- System
Ustaoğlu et al. [158]	Gesamtwirkungsgrad	Hochtemperaturfeld (CPC-Kollektor)	R141b	-
Gao et al. [159]	Ther. Wirkungsgrad & Stabilität	Hochtemperaturfeld (300 °C)	Hexamethyl- disiloxane (MM)	-
Spayde et al. [160]	Exergieverlust / Nettoleistung	Hochtemperaturfeld	R236ea	-
Kerme et al. [161]	Ther. & Exer. Wirkungsgrad	Parabolrinnen	o-xylene	-
Scardigno et al. [162]	Ther. Wirkungsgrade & Wirtschaf. Betrachtung	Niedertemperatur (90 °C)	Cyclopropane	Hybridantriebener: Solare und konventionelle Quellen
Tchanché et al. [97]	Ther. & Exer. Wirkungsgrad	Flachkollektor (90 °C)	R134a	-
Ashouri et al. [163]	Elektrischer Wirkungsgrad &	Parabolrinnen	Benzene	Regeneration / Überhitzung/ Basiskonzept

Produzierte Arbeit & Systemkosten				
Hajabdollahi et al. [164]	Ther. Wirkungsgrade & Wirtschaftl. Betrachtung	-	Isobutane (R600a)	-
Xu et al. [165]	Gesamtwirkungsgrad	Lineare Fresnel-Reflektor (150-350 °C)	Cyclohexane	Rekuperation+Transkritische Fahrweise (mit direkter Verdampfung des Arbeitsmittels im Kollektorfeld)
Li et al. [166]	Gesamtwirkungsgrad	Hochtemperaturfeld	R123	(mit direkter Verdampfung des Arbeitsmittels im Kollektorfeld)

1: Thermischer Wirkungsgrad; 2: Exergetischer Wirkungsgrad; 3: Wirtschaftliche Betrachtung.

Pei et al. [167] haben darüber hinaus einen Prozessvergleich mit und ohne Regeneration vorgenommen. Dabei wurde ein getrenntes Kollektorfeld als Wärmequelle zur Vorwärmung des Arbeitsmittels verwendet, während die erforderliche Verdampfungswärme über ein zusätzliches Kollektorfeld gewonnen wurde. Die beiden Kollektoren sollen die gleiche Temperatur von 120 °C an die Solarflüssigkeit liefern. Die Analyse beschränkte sich auf den thermodynamischen Aspekt und zeigte, dass die Regeneration einen höheren thermischen Wirkungsgrad des Kreisprozesses und zugleich schlechteren Kollektorwirkungsgrad bewirkt. Dadurch wird jedoch der Gesamtwirkungsgrad bis 5,4 % und 8,6 % bei niedrigen und höheren Bestrahlungsstärken verbessert. Auf der anderen Seite verringert sich die Leistungsabgabe. Anhand weiterer Analyse des vorgenannten Systems wurde zudem von Li et al. [168] angegeben, dass die Aufteilung des Kollektorfeldes bei der Wärmezufuhr die Jahresleistung erhöht. \* Quoilin et al. [147] wiesen nach, dass eine Einteilung des Scroll-Expanders in zwei Stufen mit unterschiedlichen Hubräumen den internen Wirkungsgrad des Expanders und damit den globalen Wirkungsgrad steigert. Dabei wurden aber nur hohe Verdampfungs- und Wärmequellentemperaturen sowie Fluide mit hohen kritischen Temperaturen betrachtet. Laut Ashouri et al. [163] ist eine Überhitzung des Frischdampfes hinsichtlich der Leistungserzeugung gegenüber der Rekuperation und Regeneration zu bevorzugen, wogegen diese wirtschaftlich nicht von Vorteil ist. Dabei erhöhen sich die Globalkosten extrem, insbesondere die Kollektorfeldkosten.

### ***Systematik zeotroper Gemische***

Mit diesen Maßnahmen beschäftigte sich nur eine relativ kleine Anzahl von Untersuchungen. Wang et al. [169] haben mehrere Molanteile der zeotropen Mischung R245fa/R152a in Simulationen mit Flachkollektoren experimentell getestet. Hieraus ergaben sich höhere Gesamtwirkungsgrade verglichen mit R245fa. Li et al. [170] und Wang et al. [171] erweiterten diese Studie, so dass zusätzlich ein Überhitzungs- und Regenerationsverfahren einbezogen wurden, wodurch der thermische Wirkungsgrad des resultierenden Kraftprozesses gesteigert wurde. Mit Flachkollektoren als Wärmequellen wurde zudem eine Reihe Mischungen von Alkanen mit fluoridierten Alkanen von Mavrou et al. [172] untersucht. Dabei wurden Gemische auf Basis von Neopentanen für ideale Wirkungsgrade und Leistungen weitgehend empfohlen. Weitere Aktivitäten von Mavrou et al. [173, 174] umfassten die Sensitivitätsanalyse. Den höchsten Gesamtwirkungsgrad und die niedrigste

Empfindlichkeit zur Variabilität zeigte dabei ein Anteil von 70% 1,1,1-trifluoro-propane/1-Fluoromethoxy-Propane. Neopentane-2-fluoromethoxy-2-methylpropane mit 70%-Neopentane wurde auch als versprechender Kandidat genannt. Bao et al. [175] haben ein außergewöhnliches und hochkompliziertes Aggregat vorgestellt, welches sich durch eine Kaskade von Solarkollektoren, zweistufige Expansion und zweistufige Regeneration auszeichnet. Dabei wurden vor allem der thermische Wirkungsgrad und die Ausgangleistung mit dem zeotropen Gemisch R601a/R245fa mit unterschiedlichen Anteilen bestimmt. Es wurde dadurch festgestellt, dass die Zusammensetzung des Gemisches sowie die Kollektorausgangstemperatur die fundamentalen Faktoren sind, die den thermischen Wirkungsgrad beeinflussen.

### 8.1.3 Hybridisierung der Solar- und Geothermalenergie

Bei der Hybridisierung der Solar- und Geothermalenergie zusammen mit einer konventionellen Wärmekopplung wurde eine thermodynamische und wirtschaftliche Evaluierung eines einzigen Konzeptes von Tempesti et al. [117, 176] gefunden. Das System wurde so ausgelegt, dass das Geothermalwasser das Arbeitsmittel vorwärmt, während die benötigte Verdampfungswärme über Solarkollektoren bereitgestellt wird. Grundlegend wurden die zu erwartenden Leistungen von drei Arbeitsmitteln eingeschätzt. Im Ergebnis ermöglichte R245fa den besten thermischen Wirkungsgrad und günstigsten Strompreis. Nur wenn eine große nutzbare Wärmemenge im Kondensator erwünscht ist, war R134a besonders zu empfehlen. Zur Einzelstromerzeugung wurden solche Hybridenergien bereits von Astolfi et al. [177] mit der superkritischen Fahrweise vorgesehen. Unter dieser Hypothese ermöglicht die superkritische Fahrweise Effizienzsteigerung von 4 bis 17 % gegenüber der subkritischen (Zhou [178]).

## 8.2 Technologienumsetzung und Marktentwicklung

Den weltweit kommerziellen, solarthermischen elektrischen Strom produzieren nur die Parabolrinnenkollektoren mit konventionellem Rankine-Kreisprozess zu konkurrenzfähigen Preisen (10-15 ct/kWh). Diese Technologien haben seit Jahrzehnten die Betriebsfähigkeit im kommerzialisierten Umfeld nachgewiesen, wobei sie seit 1982 zur Stromerzeugung in den USA eingesetzt werden. Vor kurzem wurden mehrere Kraftwerke auf Basis dieser Technik errichtet und einige Vorhaben befinden sich noch im Bau [179, 180].

Zur Stromerzeugung aus der Solarthermie könnten die solaren ORC-Anlagen im Niedertemperaturfeld sehr effektiv dienen. Sie wurden allerdings bisher wenig projektiert oder geplant. Nachfolgend werden die derzeit bekanntesten umgesetzten Projekte auf diesem Gebiet dargestellt.

Ein 1 MW<sub>el</sub> solarbetriebenes Kraftwerk, in Besitz von Arizona Republik Service, ist seit 2006 in Red Rock, Arizona in Betrieb. Das ORC-Modul mit dem Arbeitsmittel n-pentane wurde von ORMAT vorgesehen, während die LS-2-Kollektoren von Solargenix gefertigt wurden. Im

Verhältnis des globalen solaren Wirkungsgrades zum elektrischen, ermöglicht das System am Auslegungspunkt einen Wert von 12,1 % [181].

In 2007 hat die 'Solar Turbine Group Internation' einige kleine solare Module in Lesotho, Südafrika installiert und vor Ort mehrere Tests durchgeführt. Dort wurde tatsächlich eine ferne, netzunabhängige Applikation, wie die ländliche Elektrifizierung, demonstriert. Das Ziel dieses Projektes war die Entwicklung und Implementierung einer kleinen solarthermischen Technik auf Basis von mittleren CSP-Kollektoren und ORC zur Erreichung einer wirtschaftlichen Unabhängigkeit, analog zu großen solarthermischen Anlagen. Damit könnten die Dieselgeneratoren in netzfernen Gebieten der Entwicklungsländer durch Erzeugung sauberer Energie bei niedrigen Gestehungskosten ersetzt oder ergänzt werden [182].

In 2009 wurde ein 2 MW<sub>el</sub> Kraftwerk am Natural Energy Laboratory of Hawaii Authority (NELHA) in der Kona-Sahara, Hawaii, USA eingeweiht. Das Projekt wurde von Sopogy unter 'Hawaii Clean Energy Initiative' entwickelt und errichtet. Als Solarkollektoren kamen Parabolrinnenkollektoren zum Einsatz, die von Alanod Aluminium-Veredlung hergestellt wurden, während das ORC-Modul von ElectraTherm Inc konstruiert wurde. Das ultimative Ziel des Projektes war es, 30 MW<sub>el</sub> zu erreichen [183].

Außerdem wurde ein 250 MW<sub>el</sub> Prototyp in Deutschland im Jahr 2005 von GMK gebaut. Das Vorhaben hat nur ein solarthermisches Aggregat simuliert, wobei ein natürlicher Gaskessel anstelle von Solarkollektoren benutzt wurde. Der elektrische Wirkungsgrad war etwa 15 % [182].

Zurzeit befindet sich in Benguerir, Morocco ein 1 MW<sub>el</sub> Pilotprojekt in der Entwicklungsphase. Dabei werden lineare Fresnel-Kollektoren der Firma Soltigua sowie eine ORC-Anlage vom Hersteller Exergy -Maccaferri Group verwendet. Das Projekt musste ab 2017 mit der Stromerzeugung starten [184].

Neben den selbstständigen praktischen Forschungsarbeiten von [131, 132, 133, 169] im Niedertemperaturumfeld bzw. mit nichtkonzentrierenden Kollektoren (Flach- und Heatpipe-Kollektoren) wurden vier Prototypen nach individuellen Aktivitäten von einigen Forschern angefertigt. Kane et al. [185] haben einen fortschrittlichen Hybridprototyp im Labor von Ecole Polytechnique Federale de Lausanne (EPFL), Schweiz aufgebaut. Das System bestand aus solaren Konzentratoren (lineare Fresnel-Kollektoren), zwei überlagerten ORC-Modulen und einem Dieselmotor. Für eine der Anlagen wurde das Arbeitsmittel R134a verwendet, während die andere mit R123 befüllt wurde. Der Dieselmotor hat dabei die Aufgabe übernommen, ein Mindestmaß der Leistung bei der niedrigen Solarstrahlung oder Solarabwesenheit zu gewährleisten. Die durchgeführten Vermessungen beim bloßen Solarbetrieb lieferten Wirkungsgrade bis zu 7,74 %. Bei den modularen Apparaten von Nguyen et al. [186] und Higgs et al. [187] wurde hingegen die Solarenergie nicht direkt genutzt, sondern durch bestimmte Einrichtungen nachgebildet. Nguyen et al. [186] benutzten einen 60 kW-Propan-Kessel als Solarsimulator, um den Wärmeträger (Heißwasser) auf eine Temperatur von ca. 93 °C aufzuheizen. Bei einer Verdampfungstemperatur von 81 °C, Kondensationstemperatur 38 °C und Arbeitsmittelmassenstrom 0,1 kg/s generierte die Gruppe 1,44 kW<sub>el</sub> mit einem Wirkungsgrad von 4,3 %. Higgs et al. [187] simulierten die Solarenergie

durch ein Thermoöl auf Silikonbasis zur Lieferung thermischer Energie von 2400 W bei einer Temperatur von 180 °C. Das System wurde vor allem so eingerichtet, dass das stationäre und transiente Verhalten des solaren ORC-Kraftwerks qualitativ und quantitativ analysiert werden kann.

Das einzigste Konzept unter Berücksichtigung der KWK wurde von Calise et al. [188] projektiert und ausgeführt. Dabei wurden auch neue stationäre evakuierte Flachkollektortypen entwickelt, welche in der Lage waren, die typischen Betriebstemperaturen der konzentrierenden Kollektoren zu erreichen. Das Kollektorfeld mit einer Fläche von ca. 73,5 m<sup>2</sup> ermöglichte somit eine maximale Temperatur von 230 °C des diathermischen Öls (als Solarflüssigkeit). Unter Berücksichtigung der vollen Nutzung der Kondensatorwärme war die berechnete Amortisationszeit im Falle der Einspeisevergütung äußerst attraktiv (etwa 5 Jahre).

In Bezug auf das Marktwachstum bemühen sich seit den letzten Jahren, neben den vorgenannten Herstellern, auch andere Firmen Anlagen zum Einsatz in der Solarthermie auf dem Markt anzubieten. Somit können zukünftig Produkte von Turboden, Pratt & Whitney Power Systems, FREEPOWER, Eneftech und TransPacific Energy im Markt solarthermischer Maschinen erhältlich sein (s. Tab. 2.2). Dazu zählt auch GE Power & Water/USA, deren Anlagen über die Nenndaten von 0,12 MW Leistung, R245fa Arbeitsmittel und 115-240 °C Wärmequellentemperatur verfügen [86].

### 8.3 Diskussion und weitere Bestrebung

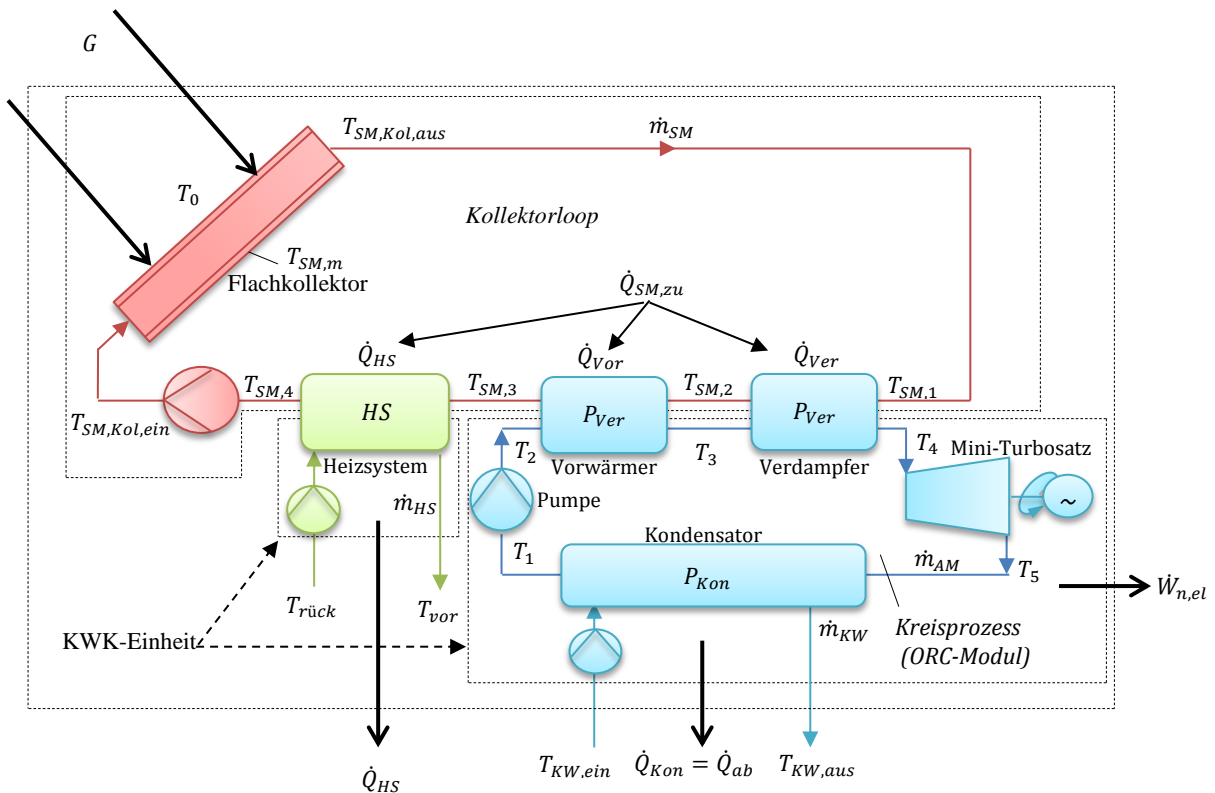
Die konventionelle Wärmerückgewinnung über den Kondensator wurde als eine Maßnahme zur Vermeidung der thermischen Verluste gedacht. Es handelte sich überwiegend um eine Hypothese, um die solarthermische ORC-Technologie nutzbringender zu machen. Muss in der Praxis eine bestimmte Vorlauftemperatur des Wärmeverbrauchers entsprochen werden, begrenzt dies die unteren Prozessparameter nach unten. Dadurch ist ein erhebliches technisches Arbeitspotenzial über den Prozess nicht mehr realisierbar. Gleichzeitig könnte der Wärmebedarf deutlich kleiner als die Kondensatorwärme (Teillastverhalten) sein, womit die Überschusswärme als Abwärme über einen Kühlkreislauf an die Umgebung bei eventuell hohen Temperaturen wieder abgegeben werden muss. Trotz der verschiedenen Interessen werden in der Literatur diese Zusammenhänge sowie deren Einfluss auf die Machbarkeit nicht klar aufgezeigt oder gar betrachtet. Die Strategieerweiterung der Verwendung von zeotropen Fluidgemischen wird andererseits immer noch angestrebt.

Es wird daher hier versucht, weitere Methode der Wärmekopplung zur Berücksichtigung des Teillastverhaltens sowie zeotrope Fluidklassen für einen effektiven und überzeugenden ORC-Einsatz in kleinem Erzeugungsmaßstab unter Berücksichtigung der Spezifika der Solarthermie mittels Flachkollektoren einzuführen. Zu Beginn der Studie wird eine geeignete Methodik zur thermodynamischen Analyse bei einem vordefinierten frei wählbaren Kompromiss zwischen dem Strom und der nutzbaren Heizlast entwickelt.



### 8.4 Methodenspezifika

Die Methode wurde ursprünglich von der geothermischen Serienanordnung abgeleitet. Das Kernprinzip basiert auf Entkopplung der erforderlichen nutzbaren Wärmegegewinnung von den unteren Prozessparametern, deren Schema die Abb. 8.2 verdeutlicht. Dafür wird ein getrennter Zwischenwärmeübertrager als Heizsystem zur Deckung der Heizlast integriert. Somit erfolgt eine Kaskade (Serienschaltung) des ORC und Heizkreislaufes hinsichtlich des Kollektorkreislaufes. Das Solarmedium wird daher in einem zusätzlichen weiteren Schritt ausgekühlt und gelangt in den Kollektor mit einer verringerten Temperatur zurück. Die Kondensatorwärme wird aber über einen Kühlkreislauf völlig nutzlos abgeführt.



**Abb. 8.2:** Schematische und parametrische Darstellung der Integration Flachkollektor/ ORC mit einer Kaskade-Wärmeabkopplung.

Mit dieser Konfiguration sind verschiedene Vorteile unter einer realistischen Wärmeabkopplung verbunden. Minimalmögliche untere Prozessparameter gemäß der verfügbaren Wärmesenke sowie variable Heizlasten nach dem Bedarf sind auf diese Weise möglich. Zusätzlich wird eine weitere Auskühlung des Solarmediums erzielt. Diesen Vorteilen steht aber der Nachteil von völligem Verlust der Kondensatorwärme. Zudem ist eventuell auch ein Einfluss auf die oberen Prozessparameter durch die Heizsystemparameter (ähnlich zu den geothermischen Anwendungen) zu erwarten. Als KWK-Bedingung gilt somit:

$$T_{SM,3}(P_{Ver}) \geq T_{vor} + \Delta T_{pp}; T_{SM,4} \geq T_{rück} + \Delta T_{pp}. \quad (8.1)$$

$\Delta T_{pp}$  ist die minimale Temperaturdifferenz in den Wärmeübertragern (Pinch-Punkt-Differenz). In der vorliegenden Betrachtung wird die Anlage speziell zur direkten Nutzung der Solarthermie (keine Wärmespeicherung) konzipiert.

## 8.5 Methodikentwicklung zur thermodynamischen Bewertung

Alle nachstehenden Gleichungen lassen sich gemäß den Spezifika der Verfahrensskizze in der Abb. 8.2 ausdrücken sowie auf Basis der im Kapitel 3 eingeführten grundlegenden Bilanzgleichungen, mit Betrachtung des Solarmediums ( $WT=SM$ ) als Wärmeträger, ableiten.

### A. ORC-Subsystem

Die elektrische Leistung ergibt sich aus Gl. 3.41 unter Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrades der Turbine  $\eta_{T,mec}$  und Generatorwirkungsgrades  $\eta_{Gen}$  (Turbosatz), mit

$$\dot{W}_{el} = [\dot{m}_{AM} \cdot ((h_4 - h_5) \cdot \eta_{T,mec} \cdot \eta_{Gen} - (h_2 - h_1))]. \quad (8.2)$$

Der elektrische Wirkungsgrad in Abhängigkeit der spezifischen Enthalpien ist wie folgt gegeben:

$$\eta_{el} = \frac{((h_4 - h_5) \cdot \eta_{T,mec} \cdot \eta_{Gen}) - (h_2 - h_1)}{h_4 - h_2}. \quad (8.3)$$

### B. Heizsystem-Subsystem

Die Heizlast lässt sich unabhängig von der Kondensatorlast mit den Temperaturen des Warmwasserverbrauchers ausdrücken.

$$\dot{Q}_{HS} = \dot{m}_{HS} \cdot c_{p,HS} \cdot (T_{vor} - T_{rück}), \quad (8.4)$$

$$\dot{Q}_{Kon} = \dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{KW,aus} - T_{KW,ein}), \quad (8.5)$$

$$T_{KW,aus} \neq T_{vor} \ \& \ T_{KW,ein} \neq T_{rück} \ \& \ \dot{m}_{KW} \neq \dot{m}_{HS}. \quad (8.6)$$

### C. Sonnenflachkollektor-Subsystem

Die wesentliche thermische Kenngröße eines Flachkollektors ist sein Wirkungsgrad, der als das Verhältnis des über eine bestimmte Zeitspanne vom Solarmedium aufgenommenen Nutzwärmestroms zur eingestrahnten Sonnenenergie definiert ist [189, 190].

$$\eta_{Kol} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{nutz} \cdot dt}{A_{Kol} \cdot \int_{t_1}^{t_2} G \cdot dt}. \quad (8.7)$$

Für einen quasi stationären Zustand gilt:

$$\eta_{Kol} = \frac{\dot{Q}_{nutz}}{A_{Kol} \cdot G}. \quad (8.8)$$

Der Nutzwärmestrom resultiert grundsätzlich aus der Wärmebilanz. Die stationäre Wärmebilanz am Kollektor lautet:

$$\frac{d\dot{Q}}{dt} = G \cdot A_{Kol} - (\dot{Q}_{nutz} + \dot{Q}_{verl} + \dot{E}_{refl}) = 0, \quad (8.9)$$

$$\underbrace{G \cdot A_{Kol}}_{\substack{\text{zugeführter} \\ \text{Wärmestrom}}} = \underbrace{\dot{Q}_{nutz} + \dot{Q}_{verl} + \dot{E}_{refl}}_{\substack{\text{abgeführter} \\ \text{Wärmestrom}}}, \quad (8.10)$$

$$\dot{Q}_{nutz} = G \cdot A_{Kol} - \dot{Q}_{verl} - \dot{E}_{refl}. \quad (8.11)$$

$\frac{d\dot{Q}}{dt}$  ist die zeitliche Änderung der im Kollektor gespeicherten Wärme;  $G$  ist die auf die Kollektorfläche auftretende Globalstrahlung;  $A_{Kol}$  ist die Kollektorfläche.

Der Wärmeverlust durch Konvektion, Strahlung und Leitung  $\dot{Q}_{verl}$  berechnet sich zu

$$\dot{Q}_{verl} = k_{Kol} \cdot A_{Kol} \cdot (T_{AB,m} - T_0). \quad (8.12)$$

$k_{Kol}$  ist der mittlere Gesamtwärmedurchgangskoeffizient des Kollektors;  $T_{AB,m}$  ist die mittlere Absorbertemperatur;  $T_0$  ist die Umgebungstemperatur.

Die direkte und indirekte reflektierte Solarstrahlungsenergie  $\dot{E}_{refl}$  unter Vernachlässigung der Absorption in der Abdeckung ist mit dem Transmission-Absorption-Produkt verbunden, mit

$$\dot{E}_{refl} = [1 - (\tau \cdot \alpha)] \cdot G \cdot A_{Kol}. \quad (8.13)$$

$(\tau \cdot \alpha)$  ist das Transmission-Absorption-Produkt.

Der vom Solarmedium aufgenommene Nutzwärmestrom  $\dot{Q}_{nutz}$  ermittelt sich dann zu

$$\dot{Q}_{nutz} = [G \cdot A_{Kol}] - [k_{Kol} \cdot A_{Kol} \cdot (T_{AB,m} - T_0)] - [[1 - (\tau \cdot \alpha)] \cdot G \cdot A_{Kol}]. \quad (8.14)$$

Mit Gl. 8.8 und Gl. 8.14 ergibt sich somit die folgende Gleichung des Kollektorstromwirkungsgrades für einen stationären Zustand.

$$\eta_{Kol} = \frac{[G \cdot A_{Kol}] - [k_{Kol} \cdot A_{Kol} \cdot (T_{AB,m} - T_0)] - [[1 - (\tau \cdot \alpha)] \cdot G \cdot A_{Kol}]}{A_{Kol} \cdot G}, \quad (8.15)$$

$$\eta_{Kol} = (\tau \cdot \alpha) - k_{Kol} \cdot \frac{(T_{AB,m} - T_0)}{G}. \quad (8.16)$$

Das Transmission-Absorption-Produkt wird als der optische Wirkungsgrad  $\eta'_{opt} = \tau \cdot \alpha$  benannt. Der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient  $k_{Kol}$  besteht aus den Verlusten über die Kollektorstromvorderseite und -rückseite sowie die Seitenflächen. Das Verhältnis aus der Temperaturdifferenz zwischen dem Absorber und der Umgebung und Einstrahlung  $\frac{(T_{AB,m} - T_0)}{G}$  bezeichnet man als den reduzierten Parameter.

Da die mittlere Absorbertemperatur  $T_{AB,m}$  eine komplizierte Funktion des Abstandes von den wärmeabführenden Fluidröhren sowie der Absorberlänge und damit nicht einfach verfügbar ist, hat sich die arithmetische mittlere Temperatur des Kollektorfluides  $T_{SM,m}$  für die Kollektorgleichung durchgesetzt. Die Temperaturen des Kollektorfluides (Solarmedium)  $T_{SM,Kol,aus}$ ,  $T_{SM,Kol,ein}$  am Aus- und Eintritt des Kollektors und damit die arithmetische mittlere Temperatur  $T_{SM,m}$  sind einfach berechenbare Größen. Unter dieser Vereinfachung soll daher der Wirkungsgradfaktor  $F'$  berücksichtigt werden, welcher das Verhältnis aus dem tatsächlichen zum höheren Nutzwärmestrom angibt, der sich für ein Absorberblech auf der niedrigen mittleren Fluidtemperatur  $T_{SM,m}$  ergeben würde.

$$\eta_{Kol} = F' \cdot \eta'_{opt} - F' \cdot k_{Kol} \cdot \frac{(T_{SM,m} - T_0)}{G} \quad (8.17)$$

Da die Temperaturabhängigkeit des Wärmeverlustkoeffizienten  $(F' \cdot k_{Kol} \cdot \frac{(T_{SM,m} - T_0)}{G})$  einen nichtlinearen Abfall des Wirkungsgrades bewirkt, wird diese durch eine einfache lineare Funktion angenähert, mit

$$F' \cdot k_{Kol} = a_1 - a_2 \cdot (T_{SM,m} - T_0); \quad F' \cdot \eta'_{opt} = \eta_{opt} \quad (8.18)$$

Damit vereinfacht sich die Gleichung des Wirkungsgrades zu

$$\eta_{Kol} = \eta_{opt} - [a_1 \cdot (T_{SM,m} - T_0)/G] - [a_2 \cdot (T_{SM,m} - T_0)^2/G], \quad (8.19)$$

$$T_{SM,m} = (T_{SM,Kol,aus} + T_{SM,Kol,ein})/2. \quad (8.20)$$

Die Konstanten in der Gl. 8.19 weisen typische Werte auf, welche nach der in EN 12975-1 beschriebenen Methode experimentell ermittelt werden müssen. Bezogen auf die Absorberfläche liegen somit diese Werte für den optischen Wirkungsgrad  $\eta_{opt}$  zwischen 75 und 85 %. Dabei verfügt der lineare (1-ter Ordnung) Wärmeverlustkoeffizient  $a_1$  über einen Wertebereich zwischen 2,6 und 4,0  $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ , der quadratische (2-ter Ordnung) Wärmeverlustkoeffizient  $a_2$  über Werte zwischen 0,006 und 0,022  $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-2}$  [190].

Eine Darstellung des Wirkungsgrades als Funktion der Temperaturen des Solarmediums ist für Systemsimulationen sehr vorteilhaft, da die Eintrittstemperatur in den Kollektor  $T_{SM,Kol,ein}$  durch ORC (-KWK-Einheit) bestimmt wird. Dadurch kann auch der gegenseitige Einfluss zwischen den Kreisläufen ermittelt werden. Die arithmetische mittlere Temperatur des Solarmediums  $T_{SM,m}$  und damit die Kollektorgleichung sind, wie folgt, gegeben:

$$T_{SM,Kol,ein} = T_{SM,4} \Rightarrow T_{SM,m} = (T_{SM,1} + T_{SM,4})/2, \quad (8.21)$$

$$T_{SM,4} = T_{SM,1} - \underbrace{[(\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2) + \dot{Q}_{HS})/\dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM}]}_{\dot{Q}_{Vor} + \dot{Q}_{Ver}}, \quad (8.22)$$

$$\eta_{Kol} = \eta_{opt} - [a_1 \cdot (T_{SM,1} - \left( \frac{(\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2)) + \dot{Q}_{HS}}{2 \cdot \dot{m}_{SM} \cdot C_{p,SM}} \right) - T_0)/G] - [a_2 \cdot (T_{SM,1} - \left( \frac{(\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2)) + \dot{Q}_{HS}}{2 \cdot \dot{m}_{SM} \cdot C_{p,SM}} \right) - T_0)^2/G]. \quad (8.23)$$

Anhand der Gl. 8.23 kann die Kollektoreffizienz durch die Parameter des ORC (-KWK-Einheit) bestimmt werden. Entscheidende variable Indexe dafür können die erforderlichen umgesetzten Wärmeströme sowie Massenströme des Solarmediums sein. Die Auskühlungstemperaturen  $T_{SM,3}$  und  $T_{SM,4}$  des Solarmediums können aber auch ersatzweise als variable verbindende Indikatoren verwendet werden. In diesem Zusammenhang sei hingewiesen, dass bei dieser Methodik Variation der Rücklauftemperatur in den Kollektor sowie der Massenstrom gleiche Bedeutung haben. Beide sind spezifische Folgen einer aktiven oder inaktiven Wärmeträgerauskühlung.

#### D. Externe Umwälzpumpen-Subsysteme

Die externen Umwälzpumpen sind im Wesentlichen für die Aufrechterhaltung der Flussrate eines Mediums bei einem konstanten Wert entsprechend dem Betriebszustand zuständig. Sie sollen daher alle Druckabfälle sowie die hydraulischen Widerstände in den Kreisläufen überwinden. Da in der vorliegenden Arbeit keine detaillierte hydraulische Auslegung (z.B. Verrohrung, Armaturen, Förderhöhe etc...) betrachtet wird, wird hier die Berechnung ihrer Leistung sehr vereinfacht und dabei auf die Druckverluste im Kollektorfeld und Wärmeübertrager beschränkt. Das grundlegende Ziel ist es, nur die Methodik zur Einbindung der Leistung der externen Umwälzpumpen in die thermodynamische Kreisprozessberechnung einzuführen. Es gilt somit:

$$\dot{W}_{P,ext} = \sum_i (\dot{m}_i \cdot v_i \cdot \Delta P_i / \eta_{mot}). \quad (8.24)$$

Der Druckabfall über den Solarkollektoren kann anhand der experimentellen Zahlen für bestimmte Geothermie eines Kollektormoduls in Abhängigkeit vom Massenstrom entnommen werden (z.B. [191, 192]). Er könnte aber auch für eine Absorberkonstruktion und -geometrie rechnerisch ermittelt werden [193, 194] (*Im Anhang E befindet sich eine mathematische Methodik zur Druckverlustberechnung in einem Flachkollektor für die Harfer-Konstruktion nach QAI/ST [193]*). Das gesamte Kollektorfeld kann jedoch andererseits bei optional vordefinierten gesamten Druckverlusten konzipiert werden. Die gesamten Druckverluste können, bei Steigerung der gesamten Kollektorfläche oder des Massenstroms des Solarmediums, durch Änderung der hydraulischen Verschaltung der Kollektoren (z.B. Parallel- oder Serien- oder auch Tichelmann-Verschaltung) geregelt werden (Picón-Núñez et al. [195]).

Da keine ausführliche Auslegung von Schaltung, Steuerung und Hydraulik des Kollektorfeldes vorgesehen ist, wird auf den letzten Ansatz zurückgegriffen. Es wird daher ein konstanter äquivalenter Wert der Druckverluste im gesamten Kollektorfeld unabhängig der gesamten berechneten erforderlichen Kollektorfläche und Massenstrom des Solarmediums angenommen. Bei dieser vereinfachten Betrachtung ist die Leistungsabschätzung der Umwälzpumpe nur eine Funktion des erforderlichen Massenstroms des Solarmediums. Dies

gilt auch für die Druckverluste der Wärmeübertragungselemente auf Seiten der externen Kreisläufe. Bei einer thermoökonomischen Optimierung kann der Druckabfall über den Wärmeübertragern frei wählbar eingestellt und mit bestimmter Toleranz festgehalten werden, wobei die Durchflusskanäle als Variable ausgestaltet werden und somit zustandsabhängige Größen sind [z.B. [196] und [197]]. Die Strömungsrate (Massenfluss oder der äquivalenter Massenfluss) in einem einzelnen Kanal und damit die Strömungskennzahlen (Reynolds-Zahl oder die äquivalente Reynolds-Zahl sowie Nusselt-Zahl) werden dadurch fallspezifisch so geregelt, dass die Wärmeübergangszahlen und damit die Wärmeübertragerfläche dem vordefinierten Druckabfall zugeordnet werden. Da die Druckverluste auf der Arbeitsmittelseite im Vergleich zu erreichten Arbeitsmitteldrücken sehr geringfügig sind, sind sie weiter zu vernachlässigen.

Bei der Kreisprozessauslegung werden die Leistungen der externen Pumpen mit keinem direkten Eingriff in die Prozessparameter modelliert. Somit wird ihr Einfluss als äquivalente Leistungserzeugung  $\dot{W}_{el,\ddot{a}q}$  für jeden Zustand ausgedrückt, wodurch der äquivalente Massenstrom des Arbeitsmittels und damit des Solarmediums berechnet wird. Es gilt somit:

$$\dot{W}_{P,ext} = \dot{W}_{el,\ddot{a}q}. \quad (8.25)$$

Der äquivalente Massenstrom des Arbeitsmittels ergibt sich aus der Gl. 8.2 der elektrischen Leistung, mit

$$\dot{m}_{AM,\ddot{a}q} = \dot{W}_{P,ext} / [(h_4 - h_5) \cdot \eta_{T,mec} \cdot \eta_{Gen} - (h_2 - h_1)]. \quad (8.26)$$

Zur Berechnung des äquivalenten Massenstroms des Solarmediums soll auf die Energiebilanz des Verdampfers zurückgegriffen werden, mit

$$\dot{m}_{SM,\ddot{a}q} = \dot{m}_{AM,\ddot{a}q} \cdot (h_4 - h_3) / [C_{p,SM} \cdot (T_{SM,1} - T_3 - \Delta T_{pp})]. \quad (8.27)$$

Das Einsetzen Gl. 8.26 in Gl. 8.27 ergibt

$$\dot{m}_{SM,\ddot{a}q} = \frac{\dot{W}_{P,ext}}{[(h_4 - h_5) \cdot \eta_{T,mec} \cdot \eta_{Gen}] - (h_2 - h_1)} \cdot \frac{(h_4 - h_3)}{[C_{p,SM} \cdot (T_{SM,1} - T_3 - \Delta T_{pp})]}. \quad (8.28)$$

Somit setzt sich der für das gesamtheitliche System wirkliche erforderliche Massenstrom des jeweils Arbeitsmittels  $\dot{m}_{AM}$  und Solarmediums  $\dot{m}_{SM}$  aus dem erforderlichen Massenstrom zur Erzeugung der gewünschten Netto-Stromeinheit  $\dot{m}'_{AM}$ ,  $\dot{m}'_{SM}$  und dem äquivalenten Massenstrom zur Abdeckung der Leistungen der externen Pumpen  $\dot{m}_{AM,\ddot{a}q}$ ,  $\dot{m}_{SM,\ddot{a}q}$  zusammen.

$$\dot{m}_{AM} = \dot{m}'_{AM} + \dot{m}_{AM,\ddot{a}q}, \quad (8.29)$$

$$\dot{m}_{SM} = \dot{m}'_{SM} + \dot{m}_{SM,\ddot{a}q}. \quad (8.30)$$

Es sei in diesem Zusammenhang darauf hingewiesen, dass Gl. 8.24-30 bei einer detaillierten hydraulischen Auslegung der Systemnetze immer noch gültig sind. Einzig sollen dabei neben den Druckverlusten die berechneten oder äquivalenten Werte der hydraulischen Widerstände der berücksichtigten Bauelemente auf dem Weg der Stoffströme der externen Kreisläufe hinzugefügt werden. Damit ist Untersuchung der Auswirkung unterschiedlicher Bauteile auf das Gesamtsystem in gleicher Weise möglich.

### E. Nutzenergieströme und Gesamtwirkungsgrade

Die abgegebene elektrische Nettogleistung ist der wesentliche energetische Zweck der Anlage und daher bei Berücksichtigung aller externen Kreisläufe zu gewährleisten, mit

$$\dot{W}_{el,n} = \dot{W}_{el} - \dot{W}_{P,ext}. \quad (8.31)$$

Die Vordefinition der Nutzheizlast des Warmwassers bezieht sich auf die vordefinierte elektrische Nettogleistung durch KWK-Verhältnis, welches als Wärme zu Strom definiert wird, mit

$$\dot{Q}_{HS} = f \cdot \dot{W}_{el,n}. \quad (8.32)$$

Der Wirkungsgrad der KWK einschließlich der externen Pumpen berechnet sich zu

$$\eta_{KWK} = (\dot{W}_{el,n} + \dot{Q}_{HS}) / \dot{Q}_{SM,zu} = \dot{W}_{el,n} \cdot (1 + f) / \dot{Q}_{SM,zu}, \quad (8.33)$$

$$\dot{Q}_{SM,zu} = \dot{Q}_{Vor} + \dot{Q}_{Ver} + \dot{Q}_{HS} = \underbrace{\dot{m}_{SM}}_{\dot{m}'_{SM} + \dot{m}_{SM,\ddot{a}q}} \cdot c_{p,SM} \cdot (T_{SM,1} - T_{SM,4}), \quad (8.34)$$

$$\eta_{KWK} = \frac{\dot{W}_{el,n} \cdot (1 + f)}{\dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM} \cdot (T_{SM,1} - T_{SM,4})}. \quad (8.35)$$

Für vordefinierte Ausgänge  $\dot{W}_{el,n}$  &  $\dot{Q}_{HS}$  folgt der KWK-Wirkungsgrad dem gesamten erforderlichen Wärmestrom  $\dot{Q}_{SM,zu}$ , deren Änderung, bei konstanter Kollektoraustrittstemperatur  $T_{SM,1}$ , durch zwei Variablen  $\dot{m}_{SM}$ ,  $T_{SM,4}$  ausgedrückt wird.

Der Gesamtwirkungsgrad wird als das Produkt aus dem KWK-Wirkungsgrad und Kollektorwirkungsgrad definiert.

$$\eta_{tot} = \eta_{KWK} \cdot \eta_{Kol}, \quad (8.36)$$

$$\eta_{tot} = \left\{ \frac{\dot{W}_{el,n} \cdot (1 + f)}{\dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM} \cdot (T_{SM,1} - T_{SM,4})} \right\} \cdot \left\{ \eta_{opt} - [a_1 \cdot (T_{SM,1} - T_0) - \left( \frac{(\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2)) + f \cdot \dot{W}_{el,n}}{2 \cdot \dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM}} \right) - T_0] / G - [a_2 \cdot (T_{SM,1} - \left( \frac{(\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2)) + f \cdot \dot{W}_{el,n}}{2 \cdot \dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM}} \right) - T_0)^2 / G] \right\}. \quad (8.37)$$

Er gibt die Interaktion zwischen allen Kreisläufen an, deren Erhöhung eine Effizienzoptimierung der gesamtheitlichen Anlage bedeutet. Dadurch wird auch die Systemsensitivität gegenüber der Variabilität verschiedener Parameter oder Randbedingungen besser getestet. Er ist daher der entscheidende Bewertungsmaßstab bzw. der objektive Faktor zu optimieren.

## 8.6 Thermodynamische Eigenschaften des Solarmediums

Für die Außenaufstellung des Solarkollektors ist ein Gemisch von Wasser/Glykol (60% / 40%) als das Solarmedium anzunehmen, deren notwendigen Stoffeigenschaften in Abhängigkeit von der Temperatur nach Furbo [198] in der Tab. 8.2 gegeben sind. Die Temperatur ist dabei in °C einzusetzen. Es wird ebenfalls von einer inkompressiblen Substanz ausgegangen, wobei die Temperatur für die Stoffeigenschaften die einzige entscheidende thermische Größe ist. Letzteres gilt auch für das Warmwasser des Heizsystems sowie das Kühlwasser des Kondensators.

**Tab. 8.2:** Stoffeigenschaften des verwendeten Solarmediums (Wärmeträger).

<i>Parameter</i>	<i>Gleichung</i>	<i>Einheit</i>
Dichte	$\rho = 1042 - 0,497 \cdot T - 0,00185 \cdot T^2$	$\text{kg/m}^3$
Dynamische Viskosität	$\mu = 0,0016 \cdot \left( \frac{T + 273,15}{333,15} \right)^{-8}$	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
Spez. Wärmekapazität	$C_p = 3721 - 1,629 \cdot T - 0,0101 \cdot T^2$	$\text{J/kg} \cdot \text{K}$
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda = 0,419 + 2,032 \cdot T \cdot 10^{-4}$	$\text{W/m} \cdot \text{K}$

## 8.7 Chemisch-physikalische Eigenschaften der für solarthermische Verstromung potenziellen zeotropen Gemische

In der Tab. 8.3 sind einige chemisch-physikalische Eigenschaften und Kennzahlen der potenziellen zeotropen Fluidgemische. R134a ist dabei wieder als Referenzfluid beinhaltet, da dieses nach Tchanché et al. [97] sowie Baral und Kim [137] mit Flachkollektoren empfehlenswert ist.

Die Medien lassen sich in die synthetische Arbeitsmittelklasse eingruppiieren, deren Vorauswahl im Wesentlichen anhand der kritischen Temperaturen vorgenommen wurde, die von derjenigen von R134a relativ nahe liegend sind. Die eventuelle Höchsttemperatur der Wärmequelle soll die mindest gewählte kritische Temperatur nicht überschreiten. Eine sehr geringere kritische Temperatur bedeutet eine starke Auskühlung des Wärmeträgers, eine viel höhere kritische Temperatur eine geringere Auskühlung (s. Kapitel 4 und 5). Diese Effekte sind hier nicht sehr gewünscht, welches auf den durch verschiedene Systemsimulationen mit Reinfluiden erworbenen Kenntnissen beruht.

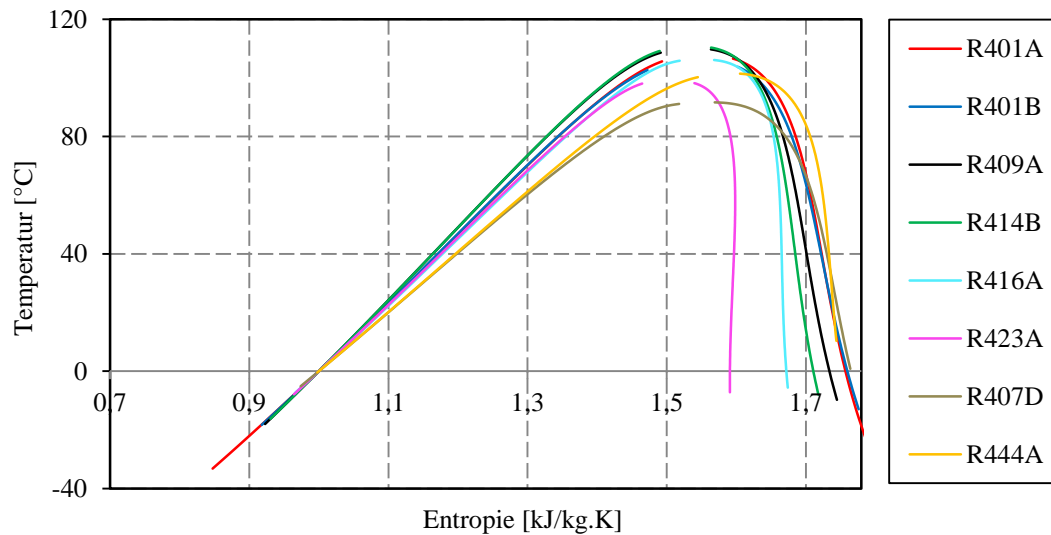


**Tab. 8.3:** Die für die solarthermische Verstromung potenziellen zeotropen Gemische zusammen mit ihren eigenen physikalisch-chemischen Eigenschaften und Kennzahlen.

<i>Gemisch</i>	<i>Ersatz für</i>	<i>Zusammensetzung</i>	<i>Chemische Bezeichnung</i>	<i>Kritische Temperatur</i>	<i>Sicherheitsgruppe</i>	<i>ODP</i>	<i>GWP</i>
<i>R401A</i>	<i>R12</i>	<i>R22/152a/124 (53/13/34)</i>	<i>CHCLF2/ CH3CHF2/ CHCLFCF3</i>	<i>108 °C</i>	<i>A1</i>	<i>0,037</i>	<i>1080</i>
<i>R401B</i>	<i>R12</i>	<i>R22/152a/124 (61/11/28)</i>	<i>CHCIF2/ CH3CHF2/ CHCIFCF3</i>	<i>106,1 °C</i>	<i>A1</i>	<i>0,039</i>	<i>1190</i>
<i>R409A</i>	<i>R12</i>	<i>R22/124/142b (60/25/15)</i>	<i>CHCLF2/ CHCLFCF3/ C2H3CLF2</i>	<i>106,9 °C</i>	<i>A1</i>	<i>0,047</i>	<i>1440</i>
<i>R414B</i>	<i>R12</i>	<i>R22/124 /600a/142b (50 / 39 /1,5 / 9,5)</i>	<i>CHCLF2/ CHCLFCF3/ C4H10 / C2H3CLF2</i>	<i>110,99 °C</i>	<i>A1</i>	<i>0,031</i>	<i>1300</i>
<i>R416A</i>	<i>R12</i>	<i>R134a/124/600 (59/39,5/1,5)</i>	<i>CH2FCF3/ CHCLFCF3/ C4H10</i>	<i>107,08 °C</i>	<i>A1</i>	<i>≈0</i>	<i>950</i>
<i>R423A</i>	<i>R12</i>	<i>R134a/227ea (52,5/47,5)</i>	<i>CH2FCF3/ C3HF7</i>	<i>99,14 °C</i>	<i>A1</i>	<i>0</i>	<i>2350</i>
<i>R444A</i>	<i>R134a</i>	<i>R32/152a/1234 ze(E) (12/5/83)</i>	<i>CH2F2/ CH3CHF2/ C3F4H2</i>	<i>103,2 °C</i>	<i>A2</i>	<i>0</i>	<i>89 (92)</i>
<i>R407D</i>	<i>R22</i>	<i>R32/125/134a (15/15/70)</i>	<i>CH2F2/C2HF5 /CH2FCF3</i>	<i>102,4 °C</i>	<i>A1</i>	<i>0</i>	<i>1430</i>
<i>R134a</i>	<i>R22,R12</i>	<i>-</i>	<i>CH2FCF3</i>	<i>101,1</i>	<i>A1</i>	<i>0</i>	<i>1430</i>

R444A wurde als zukünftiger Ersatzstoff für R134a für das Gebiet der Kältetechnik/ Wärmepumpen entwickelt [199], obwohl R134a sehr bekannt ist und kein Verbot dafür besteht. Dieses Gemisch verfügt über hervorragende umwelttechnische Eigenschaften, welche sogar hinsichtlich des GWP-Wertes viel besser als diejenigen von R134a sind. Seine Überprüfung nach Rankine-Verfahren zur Verstromung solarer Potenziale ist somit äußerst interessant und bedeutend. R407D ersetzt R22 und weist genau die gleichen sicherheits- und umwelttechnischen Eigenschaften wie R134a auf, während R401A, R401B, R409A, R414B, R416A und R423A für die gängige Anwendung als Ersatz für R12 entwickelt wurden.

Nach der Taulinie unterteilen sich diese Stoffe in nasse, isentrope und retrograde Gemische (Abb.8.3), deren Stoffeigenschaften durch das Programm REFPROP 9.1 erhalten werden [94].



**Abb. 8.3:** Steigung der Taulinie im  $T, s$ -Diagramm der für die solarthermische Verstromung potenziellen zeotropen Gemische.

## 8.8 Randbedingungen

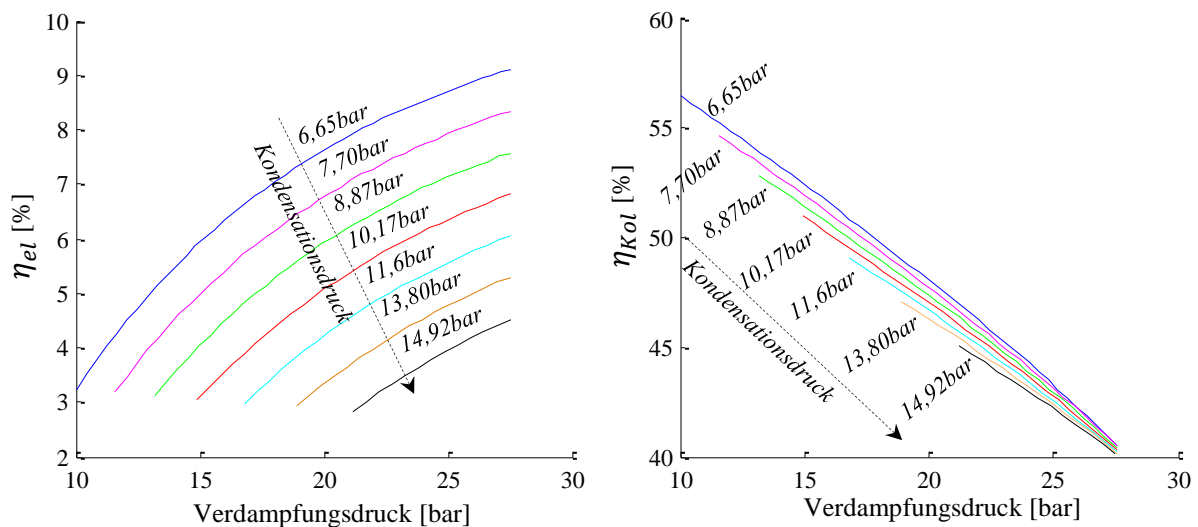
Die Randbedingungen für die solarthermische Untersuchung zusammen mit den gewählten Kollektorkoeffizienten sind in der Tab. 8.4 zusammengefasst. Weitere erforderliche Randbedingungen für die Kreisprozessberechnung (wie z.B. isentropische Wirkungsgrade, ggf. Kühlwassertemperaturen etc..) sind aus Tab. 4.1 unverändert zu entnehmen. Den gewählten Sonnenscheinstunden und Bestrahlungsstärken liegen die Annahmen der durchschnittlichen Daten für Bayern-Region zu Grunde [200]. Als elektrische Auslegungs-Nettoleistung wird spezifisch  $1 \text{ kW}_{\text{el}}$  ausgewählt.

**Tab. 8.4:** Randbedingungen für die solarthermische Untersuchung.

<i>Parameter</i>	<i>Symbol</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
Umgebungstemperatur	$T_0$	20	$^{\circ}\text{C}$
Motorwirkungsgrad der externen Pumpen	$\eta_{\text{mot}}$	0,95	-
Vorlauftemperatur des Warmwassers	$T_{\text{vor}}$	45	$^{\circ}\text{C}$
Rücklauftemperatur des Warmwassers	$T_{\text{rück}}$	30	$^{\circ}\text{C}$
Netto-Stromerzeugung	$\dot{W}_{\text{el},n}$	1	$\text{kW}$
KWK-Verhältnis	$f$	5	-
Nenntemperatur des Solarmediums	$T_{\text{SM},1}$	90	$^{\circ}\text{C}$
Optischer Wirkungsgrad des Kollektors	$\eta_{\text{opt}}$	0,81	-
Wärmeverlustkoeffizient 1-ter Ordnung	$a_1$	3,2	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
Wärmeverlustkoeffizient 2-ter Ordnung	$a_2$	0,015	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^2$
Bestrahlungsstärke	$G$	700	$\text{W}/\text{m}^2$

### 8.9 Analyse verschiedener Kondensationsdrücke

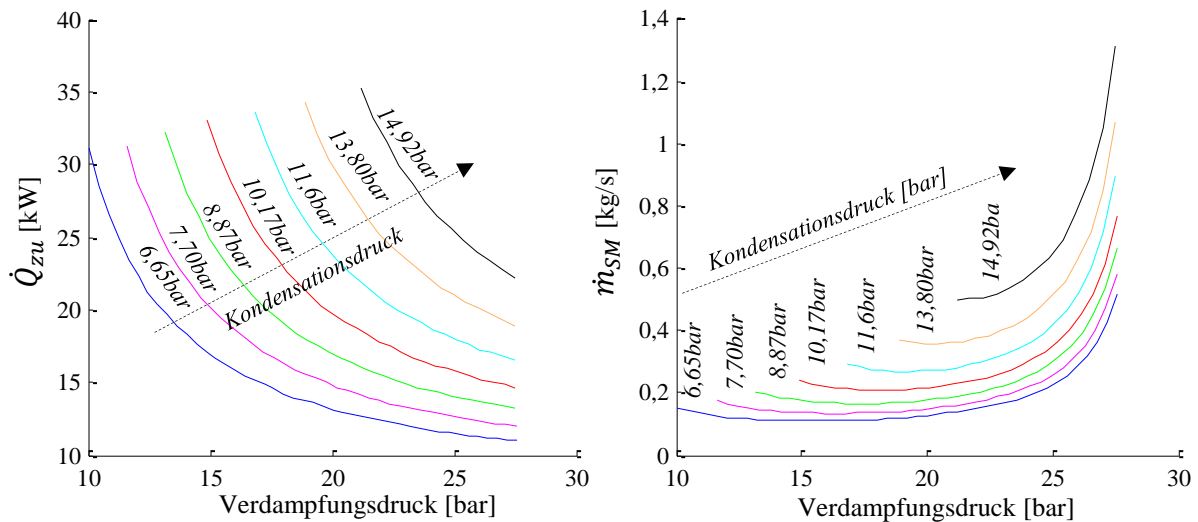
Im konventionellen Rankine-Kreisprozess sind das Anheben des oberen Prozessdrucks und das Absenken des unteren Prozessdrucks eine übliche Praxis zur Optimierung des thermischen und damit elektrischen Wirkungsgrades. In beiden Fällen vergrößert sich das Expansionsverhältnis (Enthalpieabfall) in der Turbine und damit nach Gl. 8.3 der Wirkungsgrad. Diese Maßnahmen gelten ebenfalls für den solarthermischen ORC (Abb. 8.4). Dabei wurden die Wärmegewinnung ( $f = 0$ ,  $\dot{Q}_{HS} = 0$ ) sowie die externen Pumpenleistungen ( $\dot{m}_{AM,\dot{a}q} = 0$ ,  $\dot{m}_{SM,\dot{a}q} = 0$ ) vernachlässigt. Die Kondensationsdrücke entsprechen Kondensationstemperaturen von 25, 30, 35, 40, 45, 50 und 55 °C für R134a.



**Abb. 8.4:** Elektrischer- (links) sowie Kollektoreffizienz (rechts) in Abhängigkeit des Kondensations- und Verdampfungsdrucks, R134a.

Unter dem Parallelverlauf der Kennlinien versteht man das Absenken des elektrischen Wirkungsgrades stetig um ca. 1 %, wenn der Kondensationsdruck entsprechend der Kondensationstemperaturerhöhung um 5 °C steigt. Folglich sollen erhöhte Wärmeströme sowie Massenströme des Wärmeträgers zur Erzeugung der Leistungseinheit umgesetzt werden (Abb. 8.5). Insbesondere werden immer größer werdende Massenströme im Bereich der sehr hohen Kondensationsdrücke benötigt.

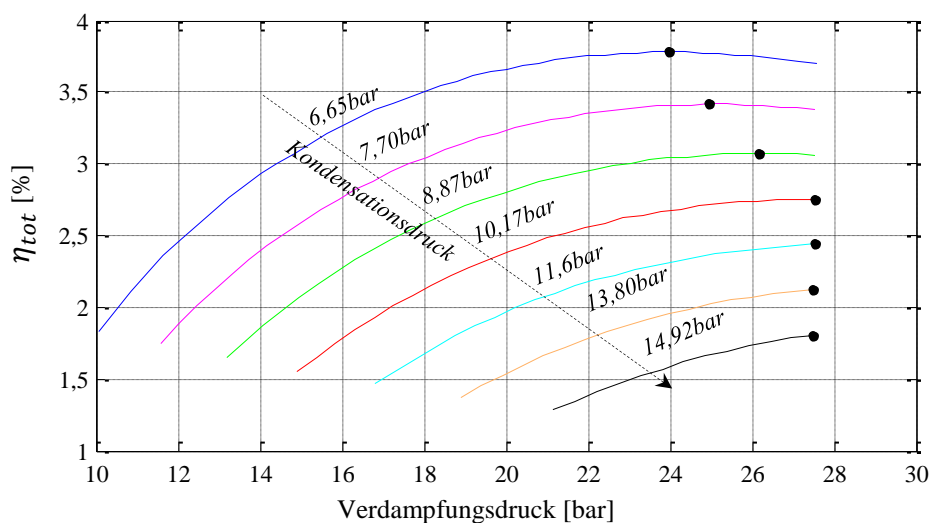
Der Effekt auf die Kollektoreffizienz (Abb. 8.4, rechts) kann anhand der Gl. 8.23 näher erläutert werden. In der Gl. 8.23 (bei  $f = 0$ ) sind die Austrittstemperatur des Kollektors, die Umgebungstemperatur sowie die Strahlungsstärke gleichbleibend. Somit ist der Wirkungsgrad eine Funktion des erforderlichen Wärmestroms ( $\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2) = \dot{Q}_{SM,zu}$ ) sowie Massenstroms des Wärmeträgers. Eine Erhöhung des Massenstroms bewirkt eine Verschlechterung des Wirkungsgrades, während der steigende Wärmestrom eine Verbesserung bringen soll. Eine Gegenüberstellung der beiden Regelungen beweist, dass der Einfluss des Massenstroms stärker ist.



**Abb. 8.5:** Erforderlicher Wärmestrom(links) und Massenstrom des Wärmeträgers (rechts), zur Erzeugung der elektrischen Leistungseinheit, in Abhängigkeit des Kondensations- und Verdampfungsdrucks, R134a.

Das Absinken des Kollektorwirkungsgrades beträgt dabei, für eine Druckerhöhung entsprechend 5 °C Temperaturanstieg, ca. 1 %. Diese Quote ist jedoch nicht beträchtlich in Bezug auf die erreichten Werte (41 - 56 %). Zudem reduziert sich die Sensitivität des Kollektorkreislaufes zum Kondensationsdruck bei sehr hohen Verdampfungsdrücken.

Der hohe Kondensationsdruck für die beiden Subsysteme ist somit nachteilig und der Gesamtwirkungsgrad sinkt daher umgekehrt proportional dazu (Abb. 8.6). Diese Senkung, um ca. 0,7 % je 5 °C Kondensationstemperaturanstieg, ist verglichen mit der maximal erreichten Schwelle (unter 4 %) als groß einzuschätzen.



**Abb. 8.6:** Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit des Kondensations- und Verdampfungsdrucks, R134a.

Dagegen hat Regelung des Verdampfungsdrucks zwei widersprüchliche Effekte zur Folge. Sein Anheben ist mit Anstieg des erforderlichen Massenstroms des Wärmeträgers (bzw. verringerte Wärmeträgerauskühlung) und zugleich mit sinkender Wärmeumsetzung verbunden. Eine Verschlechterung des Kollektorkreislaufes sowie Verbesserung des ORC treten daher gleichzeitig auf (Abb. 8.4). Die Gesamteffizienz in der Abb. 8.6 weist folglich ein Optimum bei den kleineren Kondensationsdrücken auf, d.h. hohe Verdampfungsdrücke zu typischen Gesamtwirkungsgraden sind nicht erforderlich. Bei hohen Kondensationsdrücken erreicht jedoch der Gesamtwirkungsgrad seinen optimalen Zustand erst bei höchstmöglichen Verdampfungsdrücken.

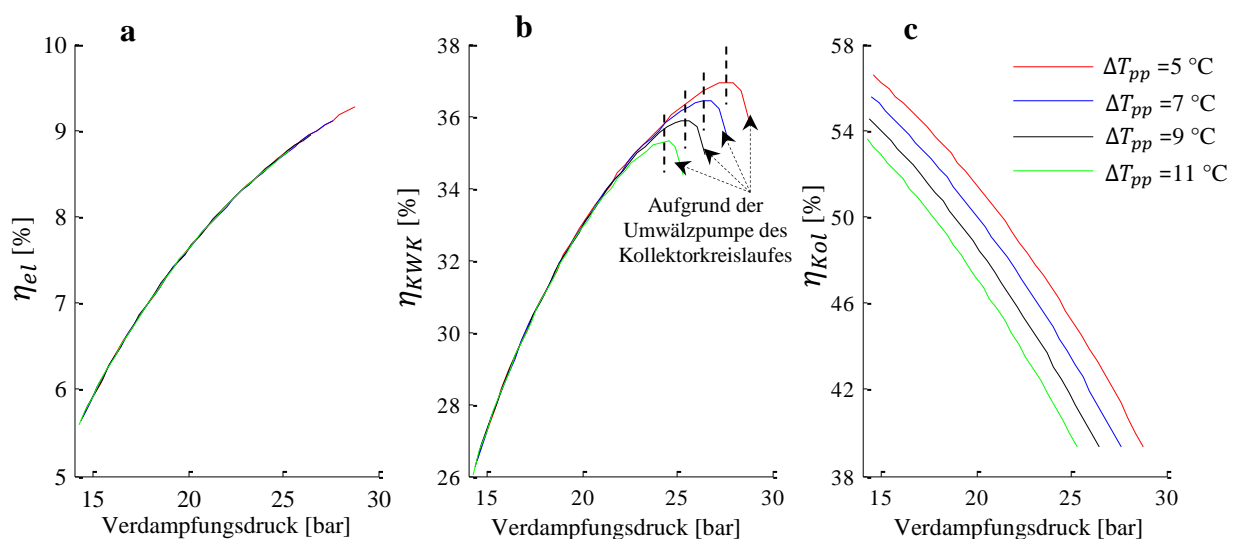
Bei der partiellen Wärmekopplung (Teillasten) sollte deswegen das Umdenken hin zu anderen Methoden weiter gehen, in denen die Kondensationsparameter minimal gehalten werden können, soweit die Wärmesenke es erlaubt.

## 8.10 Ergebnisse für die Gesamtkombination

### 8.10.1 Einfluss der minimalen Temperaturdifferenz (Pinch-Punkt-Differenz)

Ähnlich zur im Kapitel 6 durchgeführten Analyse wird über die Pinch-Punkt-Differenz-Wahl in den Wärmeübertragern bei den solarthermischen Applikationen berichtet. Dazu wird das Gesamtsystem für verschiedene minimale Temperaturdifferenzen bei der Wärmezufuhr mit R134a berechnet (Abb. 8.7).

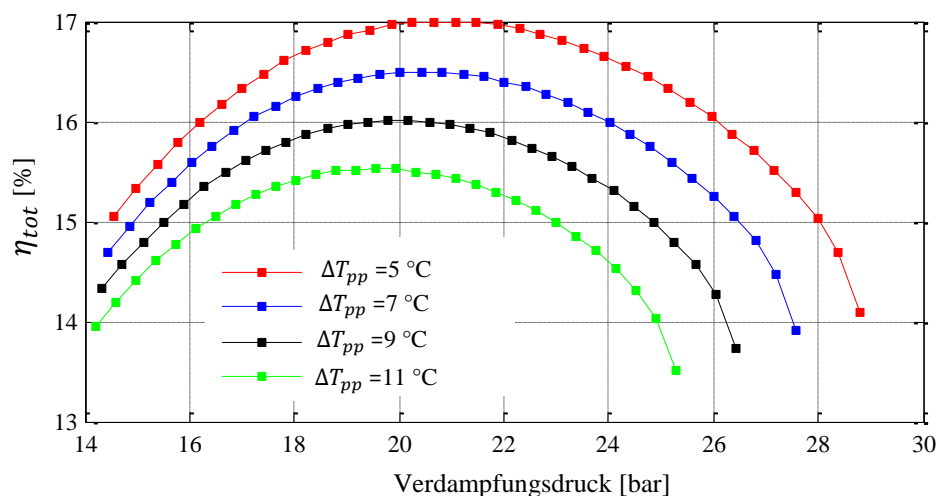
An dieser Stelle ruft das Anheben der Pinch-Punkt-Differenz eine erhöhte Förderrate des Wärmeträgers je Energieeinheit herbei (abgeleitet von Energiebilanz des Verdampfers) und reduziert somit die Kollektoreffizienz. Zugleich führt es zur Eingrenzung der oberen Prozessparameter und damit des möglichen Niveaus des elektrischen Wirkungsgrades, deren Verlauf jedoch dadurch nicht entschärft wird (übereinanderliegende Ebenen).



**Abb. 8.7:** Elektrischer (a), KWK- (b) und Kollektorstromwirkungsgrad (c) als Funktion des Verdampfungsdrucks und der Pinch-Punkt-Differenz bei der Wärmezufuhr, R134a.

Der KWK-Wirkungsgrad hat Maxima, die sich erst im hohen Verdampfungsdruckbereich bilden und aufgrund der extrem hohen Förderrate des Wärmeträgers und folglich Leistungsaufwandes der Kollektorfeldpumpe entstehen. Die Pumpenleistung kann dabei bis ca. 9 % der Generatorleistung ausmachen. Weitere Druckabfälle oder hydraulische Widerstände auf dem Weg des Wärmeträgers führen noch zu einem zusätzlichen Aufwand der Pumpe und die Maxima verschieben sich dadurch noch weiter hin zu geringeren Drücken und Förderraten.

Der Gesamtwirkungsgrad in der Abb. 8.8 weist wie erwartet auch Optima bei der Druckvariation auf und verschlechtert sich mit der steigenden Pinch-Punkt-Differenz.



**Abb. 8.8:** Gesamtwirkungsgrad als Funktion des Verdampfungsdrucks und der Pinch- Punkt-Differenz bei der Wärmezufuhr, R134a.

Das Verschlechterungspotenzial beträgt ca. 3 % pro 2 °C Pinch-Punkt-Differenz, abgeschätzt bei den Spitzwerten. Grundsätzlich ergibt sich dieses aus der Degression der Effizienz des Kollektorkreislaufes.

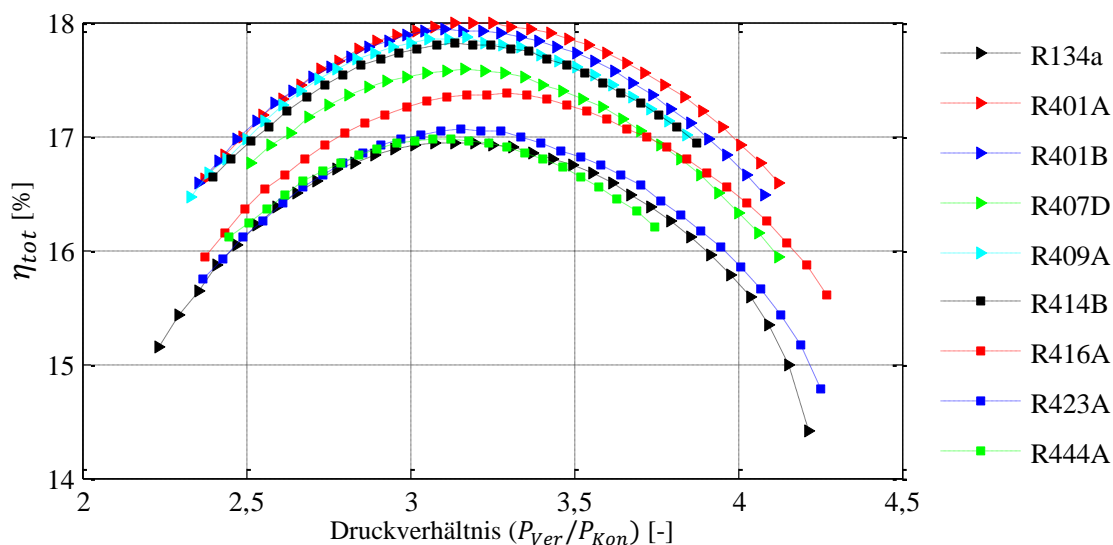
Auf der Wärmeabfuhrseite ähnelt die Erhöhung der Pinch-Punkt-Differenz dem Effekt des hohen Kondensationsdrucks, da in beiden Fällen der Kondensationsprozess im  $T, s$ -Diagramm nach oben verschoben wird (s. oben). Angesichts der kleinen Vorlauftemperaturen des Warmwasserverbrauchers wirkt sich dagegen ihre Änderung im Heizsystem auf die thermodynamische Effizienz nicht aus. Generell sind kleine "minimale Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern" beim Entwurf solcher Einheiten auch zu empfehlen.

### 8.10.2 Ranking der zeotropen Gemische

Hier wird ein Einblick über den Fähigkeitsumfang der gewählten Fluidsystematik für ein breites Spektrum des Druckverhältnisses ( $P_{Ver}/P_{Kon}$ ) (Verdampfungs- zum Kondensationsdruck) gegeben. Beim konstanten Kondensationsdruck hat das Druckverhältnis gleiche Bedeutung wie der variierende Verdampfungsdruck und vermittelt zugleich einen

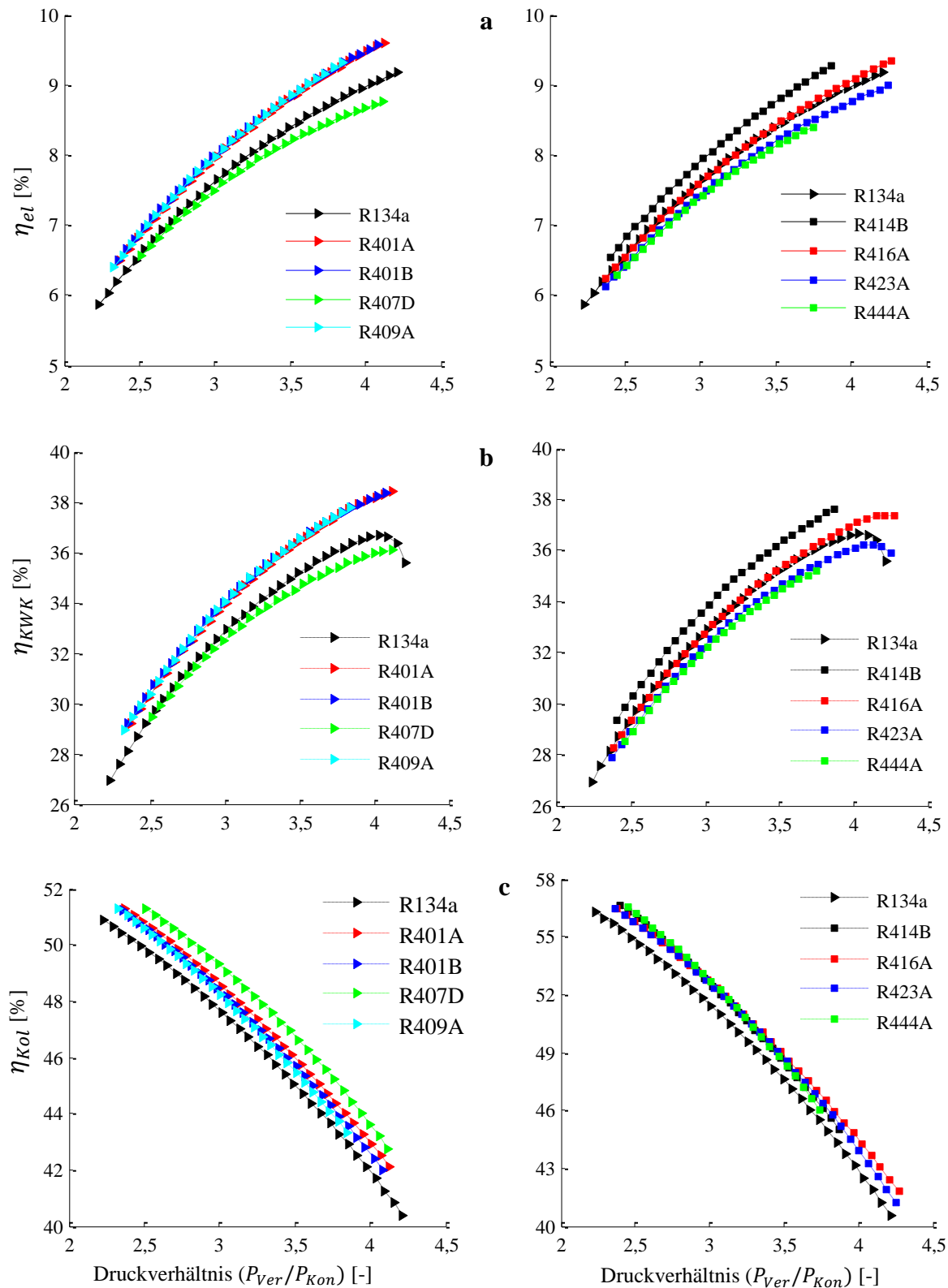
Überblick der Expansionsverhältnisse im Expander. Die Gesamtwirkungsgrade aus den zeotropen Fluidprozessen stellt die Abb. 8.9 vergleichend zusammen.

Zu beachten ist, dass aufgrund der nah voneinander liegenden kritischen Temperaturen der Fluide die Kurvenverläufe fluidunabhängig sind, während deren Maxima bei ungleichen Druckverhältnissen entstehen und dagegen fluidspezifisch sind. Alle Druckverhältnisse strecken sich jedoch über nahezu gleiche Bereiche von min. 2,2 bis max. 4,5. Die zeotropen Gemische bieten dabei ein entsprechend gutes thermodynamisches Verhalten im Vergleich zu R134a. Besonders ermöglicht R401A die beste Effizienzsteigerung bis ca. 6,5 %.



**Abb. 8.9:** Gesamtwirkungsgrad mit den zeotropen Fluidgemischen in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.

Bei gleichen Druckverhältnissen im Expander wird der Kollektorfeldkreislauf mit den zeotropen Fluiden verbessert (Abb. 8.10). (Wang et al. [169] haben dieses Resultat durch praktische Experimente bereits bewiesen). Die elektrischen und KWK-Wirkungsgrade mit R401A, R401B, R409A, R416A und R414B nehmen ebenfalls vergleichbar zu, wogegen sie mit R407D, R423A und R444A schlechter geworden sind. Aus Sicht eines einzelnen Subsystems werden somit ungenaue Aussagen abgeleitet. Deswegen soll die Bewertung nur aus dem Gesichtspunkt des gesamtheitlichen Solarsystems erfolgen, besonders stellt der Punkt des optimalen Gesamtwirkungsgrades den bestmöglichen Kompromiss dar.



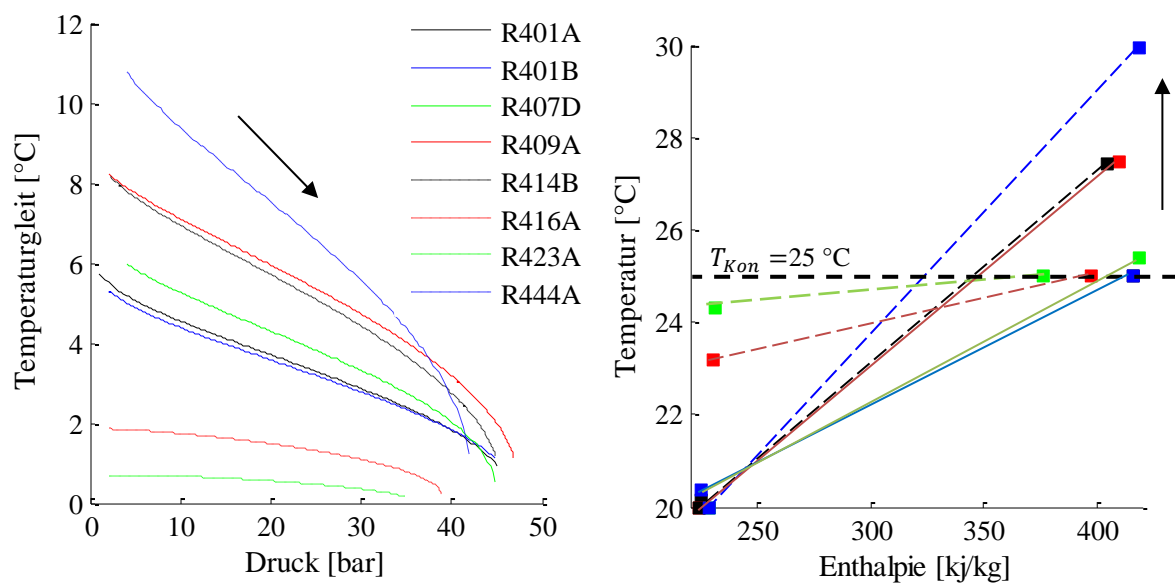
**Abb. 8.10:** Elektrischer (a), KWK- (b) und Kollektorstufigen (c) mit den zeotropen Fluidgemischen in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.

In dieser Angelegenheit wird informiert, wie der große Temperaturleit beim Phasenübergang das Einsatzpotenzial der Gemische thermodynamisch positiv oder negativ beeinflusst. Ein großer Temperaturleit, bei unveränderten Drücken, bedeutet höhere



Frischdampftemperaturen ( $T_4$ ) und damit verbundene hohe Enthalpien ( $h_4$ ) am Turbineneintritt, welches zur Erhöhung des Enthalpieabfalles in der Turbine führt. Dies hat zur Folge, dass zur Erzeugung der Leistungseinheit gleichzeitig der Arbeitsmittelmassenstrom, die im System umgesetzten Wärmeströme sowie Massenströme des Wärmeträgers verringert werden.

Da der Temperaturgleit mit sinkendem Druck steigt, kann er hingegen bei dem Kondensationsprozess eine negative Rolle ausüben und eine hohe Kondensationstemperatur erzwingen. In der Abb. 8.11 sind zur Veranschaulichung der Temperaturgleit in Abhängigkeit des Drucks (links) sowie der theoretische Verlauf der Kondensationstemperatur in Abhängigkeit der spezifischen Enthalpie beim eingestellten Kondensationsdruck (rechts) dargestellt.



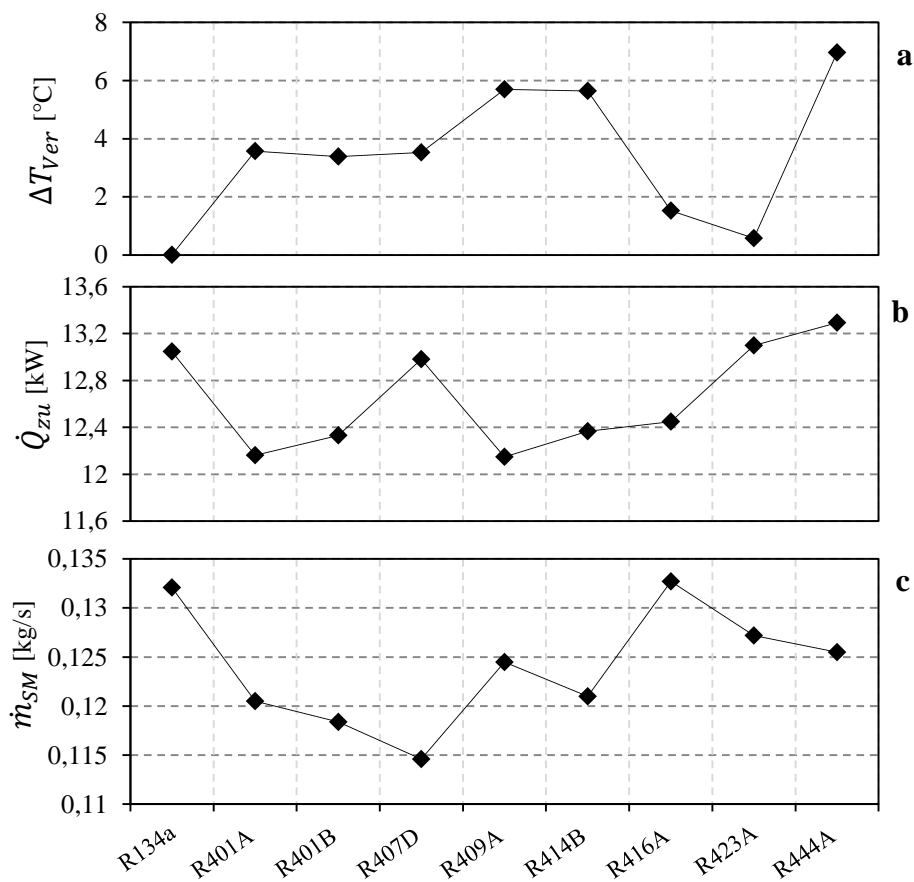
**Abb. 8.11:** Temperaturgleit in Abhängigkeit des Drucks (links) und theoretischer Verlauf der Kondensationstemperatur in Abhängigkeit der spezifischen Enthalpie (rechts) der zeotropen Fluidgemische.

Auffallend ist, dass obwohl R444A, R409A und R414B deutlich höhere Temperaturgleite als R401A haben, so sind sie dennoch aufgrund der hohen Kondensationstemperaturen nicht in der Lage, R401A bezüglich der Effizienz zu übertreffen.

Um die Übersichtlichkeit weiter zu erhalten, wird R444A als gutes Beispiel herangezogen, deren Temperaturgleit entsprechend dem eingestellten Kondensationsdruck mit  $T_{Ver,tl} - T_{Ver,sl} = 9,9\text{ °C}$  vergleichbar groß ist. Somit ist eine Einstellung des Kondensationsdrucks entsprechend der Temperatur von  $T_{Ver,tl} = 25\text{ °C}$  am Kondensatoreintritt aufgrund der Pinch-Punkt-Differenz-Eingrenzung auf der Siedelinien-Seite ( $T_{Ver,sl} - T_{KW,ein} \approx 0,1\text{ °C} \ll \Delta T_{pp} = 5\text{ °C}$  &  $T_{Ver,sl} < T_0$ ) unmöglich. Zur Realisierung einer vollständigen Kondensation muss der Kondensationsdruck erhöht werden, bis die Mindesttemperatur auf der Siedelinien-Seite die letzte Bedingung erfüllt. Dies ergibt eine erhöhte Temperatur am Kondensatoreintritt von ca.  $29,9\text{ °C}$ , welche deutlich höher als die vorab gewählte ( $25\text{ °C}$ ) ist. Damit steigen die Temperatur und Enthalpie am Turbinenausstritt an, wodurch sich der Enthalpieabfall und die

Gesamteffizienz bei unveränderten Verdampfungsbedingungen verringern. Der Rückgang der Leistungsfähigkeit von R444A, R409A und R414B gegenüber R401A steht im engen Zusammenhang mit diesem Effekt.

Aus diesem Grund beziehen sich die am günstigsten umgesetzten Wärme- sowie Massenströme nicht unbedingt auf Gemische mit großen Temperaturgleiten (Abb. 8.12), z.B. R444. Eine Entschärfung der nachteiligen Effekte des großen Temperaturgleits kann durch weitere Minimierung der Temperaturdifferenz (Pinch-Punkt-Differenz) am Kondensatoraustritt (auf der Seite des Kühlwassereintritts) teilweise beeinflusst werden. Diese passiert aber auch, wenn der komplette Prozess im  $T, s$ -Diagramm sich nach oben verschieben muss, welches die hohen Kühlwassertemperaturen betrifft.



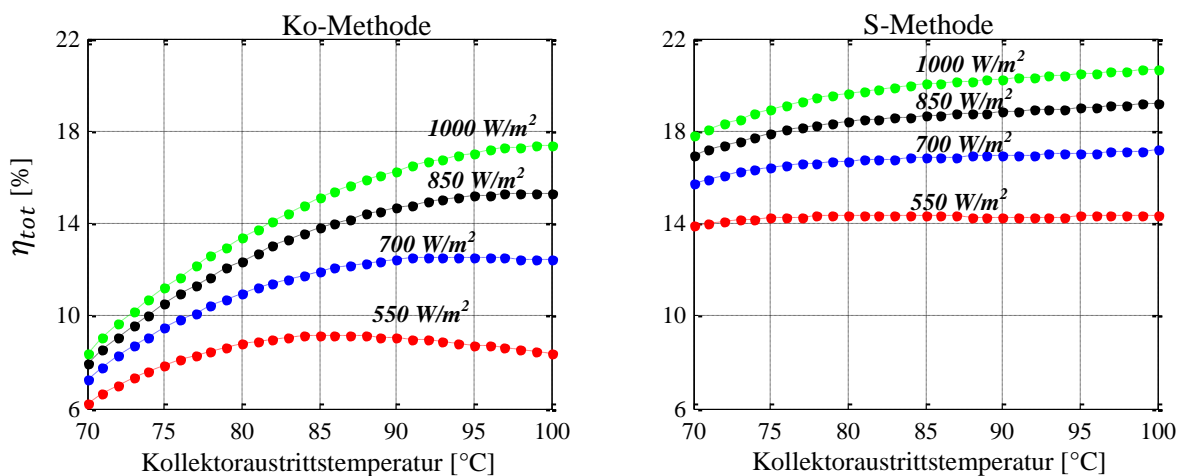
**Abb. 8.12:** Temperaturgleit bei der Verdampfung (a), umgesetzter Wärmestrom (b), und Massenstrom des Solarmediums (c), im Punkt des maximalen Gesamtwirkungsgrades mit den zeotropen Fluidgemischen.

Das Auskühlungsvermögen des Wärmeträgers ist ein weiteres Fluidmerkmal, welches auch die notwendige Menge des zirkulierenden Solarmediums bestimmt. Zur Erzeugung der Energieeinheit erfordern Fluide mit einer effektiven Auskühlung des Wärmeträgers kleine Wärmeträgermengen und zeichnen sich durch verbesserte Kollektoreffizienz aus, und umgekehrt. Als typische Beispiele dafür sind R407D und R416A zu nennen. Diese vermitteln aber keine erstklassige elektrische (KWK-) Effizienz.

In der Tat ergeben sich hieraus keine erheblichen Abweichungen der thermodynamischen Verhältnisse, sondern vielmehr sehr attraktive umwelttechnische Innovationen. Besonders interessant sind R407D und R444A. R444A hat sehr gute umwelttechnische Kennzahlen zusammen mit einem guten thermodynamischen Verhalten und kann somit R134a bei Entwicklung neuer solarthermischer Kleinmodule ersetzen. Die Zusammensetzung von weiteren Gemischen mit ähnlichen thermophysikalischen Eigenschaften wie R401A und umwelttechnischen Eigenschaften wie R444A könnte noch vielversprechender sein.

### 8.11 Methodenvergleich

Die beschreibenden Gleichungen der Wirkungsgrade unter Spezifika der konventionellen Wärmekopplung über einen Kraftwerkskondensator (Ko-Methode) können von den Gleichungen der vorliegenden (Kaskade- bzw. Serien-) Anordnung (S-Methode) unter Vernachlässigung des Terms des zusätzlichen Wärmeübertragers hergeleitet werden (Anhang E). Die Berechnungen werden unter Berücksichtigung der Idealisierung des oberen Drucks, einer minimalen Pinch-Punkt-Differenz von 5 °C, Standardfluid R134a und Randbedingungen nach Tab. 8.4 durchgeführt. Abb. 8.13 gibt Aufschluss über den Gesamtwirkungsgrad für verschiedene Kombinationen von Temperatur am Kollektoraustritt und Bestrahlungsstärken.

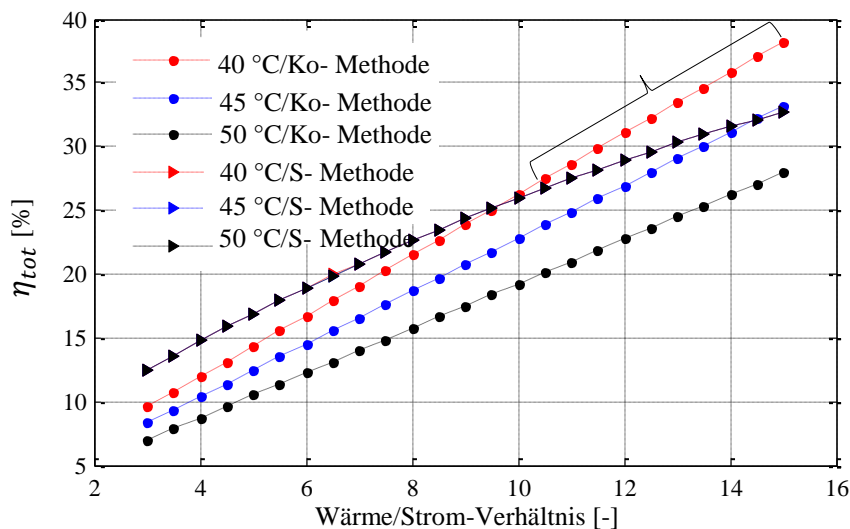


**Abb. 8.13:** Methodenvergleich der Wärmekopplung bei Variation der Temperatur des Solarmediums am Kollektoraustritt und verschiedenen Bestrahlungsstärken, R134a.

Das generelle Wachstum des Gesamtwirkungsgrades ergibt sich grundsätzlich aus Anheben des (KWK-) elektrischen Wirkungsgrades, weil eine Erzielung hoher Temperatur dem Kollektorkreislauf nachteilig ist. Die Bestrahlungsstärke ist nur mit dem Kollektorkreislauf gekoppelt, deren Effizienz und damit der Gesamtwirkungsgrad proportional dazu wachsen. Die Umstellung auf S-Methode ist, unabhängig von Quellencharakteristik, dabei sehr sinnvoll. Bei der Temperatur von 70 °C wird sich der Wirkungsgrad sogar mehr als verdoppeln. Andererseits ist die Sensitivität zur Kollektortemperaturschwankung sehr gering, besonders wenn die auf die Fläche einfallende Strahlungsleistung (Bestrahlungsstärke) klein

ist. Diese Resultate sind gültig, solange das Gesamtsystem mit solchen thermischen Lastbereichen des Warmwasserverbrauchs (Teillasten) gefahren wird.

In dieser Hinsicht können die Heizsystembedarfe die Einsatzpotenziale mehr beeinflussen, da sie unterschiedliche Folgen mit sich bringen. Eine Erhöhung des Wärme/Strom-Verhältnisses bedeutet für die Ko-Methode lediglich ein Anheben der Nutzheizlast gegenüber einer Verringerung der Abwärme im Kondensator. Der thermodynamische Zustand sowohl des Kreisprozesses als auch des Kollektors soll dadurch unberührt bleiben, welches aus dem thermodynamischen Gesichtspunkt definitiv positiv bewertet wird. Für die S-Methode wirkt das Anheben der Heizlast auch positiv, jedoch führt es zu einer erhöhten Anlagenbelastung und ggf. einem eventuellen Eingriff in deren Parameter. Diese Effekte lassen sich für drei Vorlauftemperaturen des Warmwassers in der Abb. 8.14 zusammenfassend verdeutlichen.



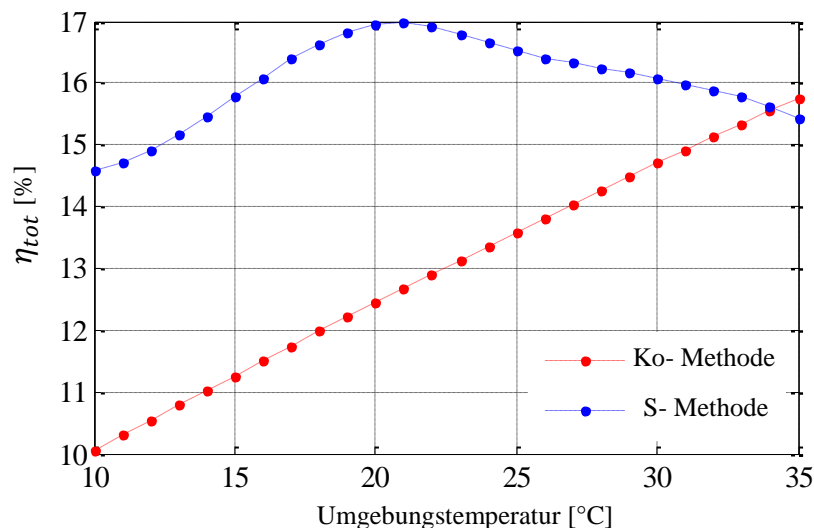
**Abb. 8.14:** Methodenvergleich der Wärmekopplung bei Variation des KWK-Verhältnisses und drei Vorlauftemperaturen des Warmwassers; R134a.

Das sich erhöhende Wärme/Strom-Verhältnis führt somit zu einer stetigen Steigerung des Gesamtwirkungsgrades. Die hohen Heizlasten wirken sich jedoch bei der S-Methode aus den oben diskutierten Gründen negativ aus, wobei die Kurvensteigung abnimmt. Andererseits hat die Vorlauftemperatur des Warmwassers keinen direkten Einfluss (identische Linien). Ursächlich dafür ist, dass die Wärmeträgertemperatur am Austritt des ORC über immer noch höhere Temperatur als die erforderliche am Eintritt des Heizsystems verfügt. Die Ko-Methode ist dagegen sehr sensitive gegenüber der Vorlauftemperatur, deren Effizienz sich umgekehrt proportional dazu verhält.

Für die Vorlauftemperaturen von 45 und 50 °C bietet die S- Methode definitiv eine optimierte Systemform über den ganzen Variationsbereich des Wärme/Strom-Verhältnisses. Einzig bei Kombination der hohen Lasten und geringen Vorlauftemperaturen ist die Ko-Methode immer noch zu bevorzugen. Die erhöhte Effektivität lässt sich dabei darauf zurückführen, dass der größere Anteil der Kondensatorlast bei diesen Bedingungen genutzt wird. Damit bestätigen sich die Erwartungen, dass nur die volle Nutzung der Kondensatorlast sinnvoller

ist. Bei den Teillasten und hohen Vorlauftemperaturen ist sie im Vergleich zur S-Methode auszuschließen.

Ein weiterer kritischer Schlüsselfaktor für das Einsatzpotenzial ist die Umgebungstemperatur. Die erhöhte Umgebungstemperatur ist hinsichtlich der Kollektoreffizienz absolut positiv. Andererseits führt ihr Anheben über die verfügbaren Kühlwassertemperaturen zur entsprechenden Erhöhung der Kondensationstemperatur um den Pinch-Punkt-Wert (Fall von nicht isolierten Komponenten), d.h. ein negativer Effekt für ORC. Für die Ko-Methode soll jedoch der sich einstellende thermodynamische Zustand durch die Umgebungstemperatur nicht entschärft werden, solange die Letztere weniger als die Vorlauftemperatur des Warmwassers ist. Ähnliches gilt für S-Methode, wenn die Kühlwassertemperatur über der Umgebungstemperatur liegt. Ist dies nicht der Fall, steigt die Kondensationstemperatur linear mit der Umgebungstemperatur an. Abb. 8.15 fasst diese Interpretationen zusammen.



**Abb. 8.15:** Methodenvergleich der Wärmekopplung bei schwankender Umgebungstemperatur; R134a.

Zunächst steigt der Gesamtwirkungsgrad bei der S-Methode bis zu einem Maximum, bevor er stetig sinkt. Im linken Bereich des Maximums ist der Eingriff in die unteren ORC-Parameter durch die Umgebungstemperatur ausgeschlossen. Die anschließende Verschlechterung beruht auf dem erhöhten Kondensationsdruck und damit der erhöhten nutzlosen Wärmeabfuhr im Kondensator. Jedoch ist diese Überlegung für einen breiten Variationsbereich der Umgebungstemperatur noch zu bevorzugen und weist nur ab extrem hoher Umgebungstemperatur (in diesem Fall ab 35 °C) ein Defizit auf. Eine gut isolierte untere Anlagenbaugruppe (Kondensator sowie Rohrleitungen) kann jedoch dieses Manko in gewissen Maßen verhindern.

### 8.12 Wirtschaftlichkeit

In [201] steht eine detaillierte thermoökonomische Modellierung des ORC/Flachkollektors unter Verwendung einiger der o.g. zeotropen Gemische nach den beiden Wärmekopplungsmethoden. Größen und Kosten der Wärmeübertrager, Expander, Pumpen und Kollektoren sowie der dazugehörigen Komponentenzuschläge wurden für eine breite Variabilität der internen und externen Randbedingungen nach empirischen Korrelationen approximativ eingeschätzt. In Abhängigkeit davon wurden thermodynamische, anlagentechnische und ökonomische Maßzahlen quantifiziert.

Anlagentechnisch verursacht ein zeotropes Gemisch aufgrund des Temperaturgleits und damit -anpassung besonders große Kondensatorflächen, verglichen mit dem Reinfluid (s. Kapitel 5). Dagegen wird die Kollektorfläche aufgrund der verbesserten Wirkungsgrade deutlich reduziert. Die Expandergröße ist aufgrund der durchströmenden kleinen Volumenströme ein bisschen geringer. Damit verteuern sich die ORC-Herstellkosten mit den zeotropen Gemischen (s. auch Kapitel 7) und zugleich vergünstigt sich das Kollektorfeld. Die Überschneidung zwischen den beiden widersprüchlichen Effekten zeigte, dass die Kostenoptimierung auf der Kollektorseite viel interessanter, d.h. der Einsatz der zeotropen Gemische ist nicht nur thermodynamisch sondern auch ökonomisch sinnvoller als Reinfluide. Eine Suche nach Gemischen mit der Möglichkeit zur weiteren thermoökonomischen Optimierung des Kollektorfeldes ist somit stets zielführend.

Des Weiteren ist die Anlagenprojektierung mit der S-Methode zur Wärmekopplung viel günstiger als mit der Ko-Methode. Lediglich bei sehr hohen Wärmekopplungsraten (KWK-Verhältnis) herrscht nahezu ein thermoökonomisches Gleichgewicht zwischen den beiden und ermöglicht ihnen eine sehr attraktive solarthermische Energieerzeugung bis ca. 0,055 €/kWh (Strom oder Wärme). Das stimmt mit den experimentellen Befunden von Calise et al. [190] bei einer vollständigen Nutzung der Kondensatorwärme qualitativ überein (sehr kurze Amortisationszeit bis ca. 5 Jahre). Weitere Details sind in den Referenzen [201, 202] erhältlich.

## 9 Kalina-Cycle: Einführung und Vergleich mit ORC

Das Kalina-Cycle-System (KCS) ist eine bedeutende Weiterentwicklung des Clausius-Rankine-Cycle und wird als ehrgeiziger Konkurrent gegenüber dem Organic Rankine Cycle angesehen. Der Kreisprozess wurde von dem Forscher Alexander Kalina in der Mitte von 1980 erfunden. Darunter versteht man eine neue Familie von thermodynamischen Kreisläufen, deren gemeinsames Merkmal der Einsatz vom zeotropen Gemisch Ammoniak-Wasser als Arbeitsfluid ist. Auf Grund der Siedetemperatur-Unterschiede der beiden Komponenten des Gemisches erfolgen die Phasenübergänge nichtisotherm [203, 204, 205].

Das Ammoniak ist die leichter flüchtige Komponente des Gemisches und dient als Arbeitsmittel, während das Wasser als Lösungsmittel (Absorptionsmittel) dient. Beim Phasenübergang (Verdampfung und Kondensation) treten Desorptions- und Absorptionsvorgänge anstatt reine Verdampfung und Kondensation auf. Der Verdampfer funktioniert daher als Desorber, der Kondensator als Absorber [9].

Das Prinzip wird ausgehend vom konventionellen Clausius-Rankine-Cycle mit einem hohen Grad an interner Wärmerückgewinnung sowie zusätzlichen Destillations- und Rektifikationselementen konzipiert. Die Einbindung der internen Rekuperatoren sowie das Einsetzen oder Weglassen des Rektifikators soll eine gute Anpassung an einen breiten Temperaturbereich verfügbarer Wärmequellen ermöglichen.

Generell hat jeder Typ in der Kalina-Cycle-Familie eine spezielle Anwendung und wird durch eine eindeutige Systemnummer identifiziert. Im Wesentlichen sind zwei Anwendungen relevant: Wärmerückgewinnung und geothermische Nutzung. Zur Wärmerückgewinnung (wie z.B. in der Zement-Industrie, als nachgeschalteter Prozess der Gasturbine oder direkt brennstoffbetriebene Anlagen) sind Systeme KCS 1 und 2, KCS 6, KCS 5 und KCS 5n üblich. Für die geothermische Stromerzeugung werden überwiegend KCS 11, KCS 34 und KCS 34g eingesetzt. KCS 11 eignet sich für ziemlich hohe Temperaturbereiche zwischen 121 bis 240 °C, während KCS 34 und KCS 34g sich für Temperaturen weniger als 121 °C anpassen lassen. Der Unterschied zwischen KCS 34 und KCS 34g ist der Erzeugungsmaßstab: KCS 34 für großtechnische Erzeugungen, KCS 34g für kleinere Anwendungen. Daneben wurde die Applikation auf die Wärmerückgewinnung aus Meerenergie, Befeuerung der Biomasse, Solarthermie und auf einen nachgeschalteten Prozess der Dieselmotoren erweitert [206]. In der Tab. 9.1 stehen einige praktische Beispiele der weltweiten umgesetzten Projekte anhand dieser Technologie [88, 207].

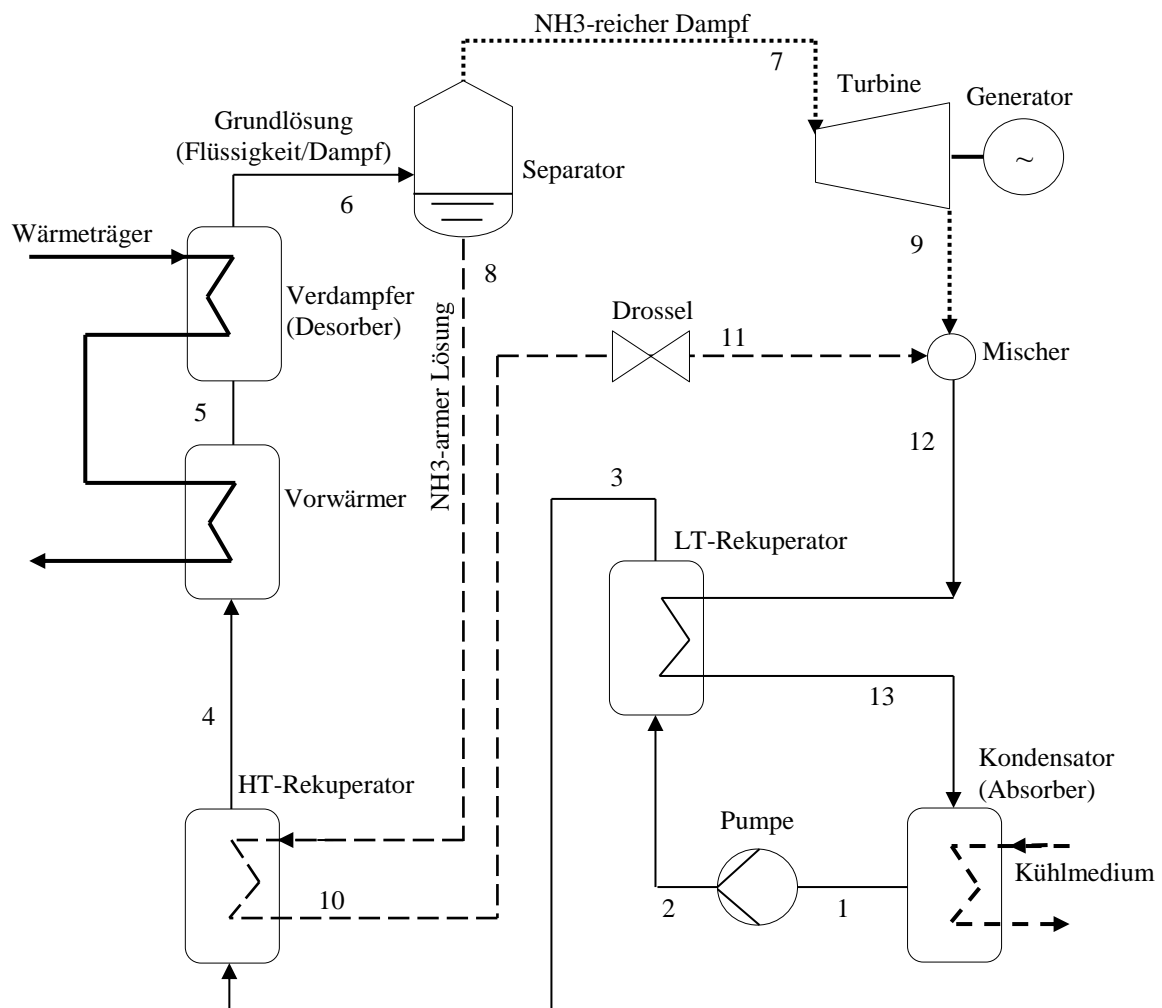
Bei Berücksichtigung der Rahmenbedingung in dieser Arbeit liegt KCS 34 in besonderem Fokus und wird daher im nachfolgenden näher erläutert sowie analysiert und mit ORC verglichen. Das Schema wird in Anlehnung an Ogriseck [207] erstellt und die nachstehende thermodynamische Beschreibung wird aus den Stoffeigenschaften abgeleitet (REFPROP-Software, [94]).

**Tab. 9.1:** Beispiele der weltweit bekannten umgesetzten Projekte der Kalina-Cycle-Familie.

Projekt/Ort	Land	Wärmequelle	Installierte Leistung	In Betrieb seit
Canoga park (Demo)	USA	Nachgeschalteter mit Gasturbine (Gasttemperatur 515 °C)	3 MW, später 6,5MW	1992-1996
Fukuoka city	Japan	Abwärme aus der Verbrennungsanlage	5 MW	1999
Kashima steel works	Japan	98 ° C Wasser, Abwärme der Produktion	3,1 MW	1999
Husavik	Iceland	Geothermische Sole bis 124 ° C	2 MW	2000
Unterhaching (KWK)	Deutschland	Geothermal 122 °C	3,4 MW	2009
Bruchsal (KWK)	Deutschland	Geothermal 120 °C	0,55 MW	2009

## 9.1 Funktionsprinzip und Thermodynamik

Das vereinfachte Schema des KCS 34 gekoppelt mit einem flüssigen Wärmeträger zeigt Abb. 9.1.

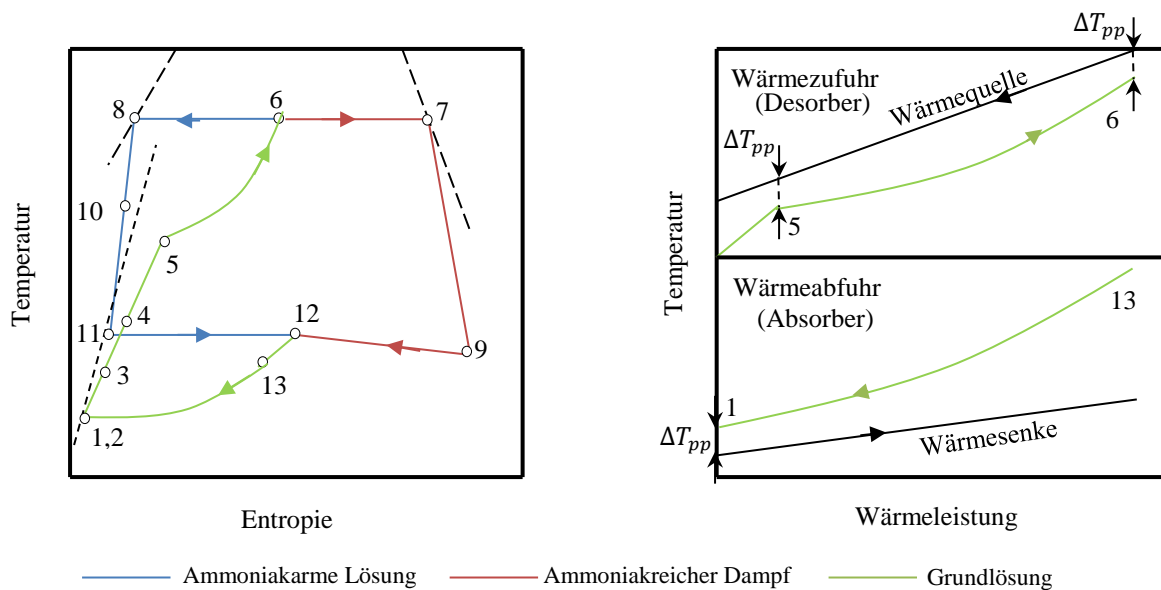


**Abb. 9.1:** Vereinfachtes Schema des Kalina-Cycle-Systems KCS 34.



Die Wärmeträgerwärme wird im Desorber und Vorwärmer (4-5-6) an die in den internen Rekuperatoren (High Temperature, HT-Rekuperator & Low Temperature, LT-Rekuperator) vorerwärmte Grundlösung des Gemisches abgegeben. Der dadurch entstehende, ammoniakreiche Dampf und die ammoniakarme Lösung werden im Separator (6-7-8) getrennt. Der gesättigte Dampf expandiert in der Turbine bis auf dem Absorberdruck (7-9) und erzeugt dabei die für den Antrieb des Generators erforderliche technische Arbeit. Die ammoniakarme Lösung wird unmittelbar zum Vorwärmen der Grundlösung in dem HT-Rekuperator (8-10) herangezogen und anschließend über ein Drosselorgan (10-11) auf Absorberdruck gedrosselt. Im Mischer (9-11-12) werden dann die beiden Stoffströme wieder zusammengeführt. Der Absorptionsprozess beginnt im LT-Rekuperator (12-13) und ein Teil der freiwerdenden Wärme wird zum erstmaligen Vorwärmen der Grundlösung zurückgewonnen. Die vollständige Absorption des Ammoniaks im Wasser tritt unter Wärmeabgabe ans Kühlwasser im Absorber (13-1) auf. Die am Absorberaustritt vorliegende Grundlösung wird durch die Speisepumpe (1-2) auf Desorberdruck gebracht und über die Rekuperatoren (2-3-4) zum Vorwärmer und Desorber wieder zugeführt. So kann der Kreisprozess wieder beginnen.

Die Vorgänge im  $T, s$ -Diagramm sind in der Abb. 9.2 (links) symbolisch aufgetragen, wobei die Zahlen den Zuständen in der Abb. 9.1 entsprechen.



**Abb. 9.2:** Symbolische Darstellung des KCS 34 im  $T, s$ -Diagramm (links) und Temperaturprofile (rechts).

Im  $T, s$ -Diagramm werden die thermodynamischen Teilprozesse deutlicher sichtbar gemacht. 1→2: polytrope Druckerhöhung der Grundlösung; 2→3: isobare Vorwärmung der Grundlösung auf der Hochdruckseite (gleichzeitig 12→13: isobare Kühlung der Grundlösung auf der Niederdruckseite (Absorption der Ammoniak und Wärmefreigabe)); 3→4: isobare weitere Vorwärmung der Grundlösung auf der Hochdruckseite (gleichzeitig 8→10: isobare Kühlung der ammoniakarmen Lösung); 4→5: isobare weitere Vorwärmung der Grundlösung auf der Hochdruckseite (gleichzeitig Auskühlung der Wärmequelle); 5→6: isobare, nicht-

isotherme Desorption des Ammoniaks (gleichzeitig weitere Auskühlung der Wärmequelle); 6→7, 8: isobare, isotherme Separation des ammoniakreichen Dampfes und der ammoniakarmen Lösung; 7→9: polytrope Expansion des ammoniakreichen Dampfes (Druck- und Temperaturabfall); 10→11: Druck- und Temperaturabfall der ammoniakarmen Lösung unter konstanter Enthalpie; 9, 11→12: Mischung unter konstantem Druck (Niederdruckseite); 13→1: isobare, nichtisotherme Absorption des Ammoniaks (gleichzeitig Wärmefreigabe und Erwärmung der Wärmesenke).

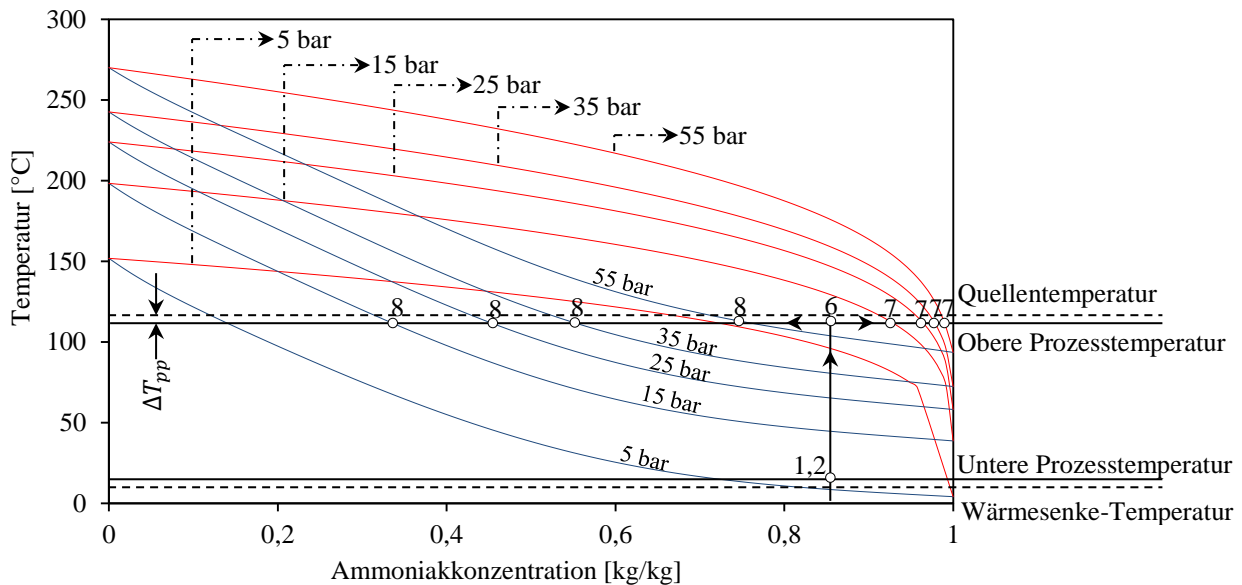
Auf Grund der großen Unterschiede der Siedetemperaturen beider Komponenten des Gemisches erfolgt die nichtisotherme Desorption oder Absorption sogar mit einem großen Temperaturgleit. Die Siedetemperatur des Ammoniaks ist bei gleichem Druck deutlich kleiner als diejenige vom Wasser, beispielsweise beim Druck von 2 MPa um ca. 162 °C kleiner. Diese Differenz steigt bei erhöhten Drücken noch weiter. Wenn die Ammoniak-Wasser-Mischung erhitzt wird, tendiert das flüchtigere Ammoniak zuerst zu verdampfen. Dabei sinkt die Ammoniakkonzentration der restlichen Flüssigkeit und es steigt die Sättigungstemperatur bei der Desorption kontinuierlich an. Dies führt zur nahezu perfekten Anpassung an eine Wärmequelle vergleichen mit der Verdampfung bei einer konstanten Temperatur (Reinsubstanz (Wasser oder Ammoniak)). Deswegen können die minimalen Temperaturdifferenzen bei der Wärmezufuhr gleichzeitig am Eintritt und Austritt des Desorbers (Abb. 9.2, rechts) liegen, beim Vorwärmer nur am Austritt. Das impliziert aber die Annahme, dass der Vorwärmer und Verdampfer (hier Desorber), analog zu den konzipierten ORC-Entwürfen, getrennte Apparaten sind.

Bei der Wärmeabfuhr geschieht ein umgekehrter Ablauf, wobei die Sättigungstemperatur, während der Absorption bzw. Anreicherung der Lösung mit Ammoniak, zusammen mit der Wärmefreigabe sinkt. Um den Absorptionsprozess vollständig zu realisieren, soll der Absorptionsdruck nach der verfügbaren Kühlwassertemperatur sorgfältig ausgewählt werden. Dabei soll die Absorption mit einer Temperatur enden, welche oberhalb der Kühlwassertemperatur liegen muss (Abb. 9.2, rechts).

Der auffälligste Effizienzvorteil von Kalina-Cycle wird, neben dem hohen Maß an interner Wärmerückgewinnung, durch die verbesserte Wärmeaufnahme im Desorber erreicht. Die nahezu perfekte Anpassung der Temperaturprofile bzw. Entschärfung der thermischen Pinch-Punkt-Differenz gewährleistet eine weitgehend verringerte interne Exergievernichtung des Wärmeübertragers.

Die maßstäbliche Darstellung des  $T, s$ -Diagramms oder weiterer parametrischer Zusammenhänge erfordert die Ermittlung der thermophysikalischen Eigenschaften bei jeder Zusammensetzung der Ammoniak-Wasser-Mischung im Kreislauf. Die Zusammensetzung wird als Massenanteil des Ammoniaks in der Mischung ausgedrückt. Wird die gesamte umlaufende Masse der Grundlösung von flüssiger in die gasförmige Phase im Desorber überführt, verfügt die Mischung im gesamten Kreislauf über einen unveränderten Massenanteil des Ammoniaks. Dabei ist die Verwendung des Separators, Mischers und HT-Rekuperators bedeutungslos und somit ändert sich die Kreislaufführung, wofür der eingestellte obere Druck entscheidend ist. Das KCS 34 entspricht in diesem Fall einem ORC mit einem zeotropen Gemisch und internen Rekuperator.





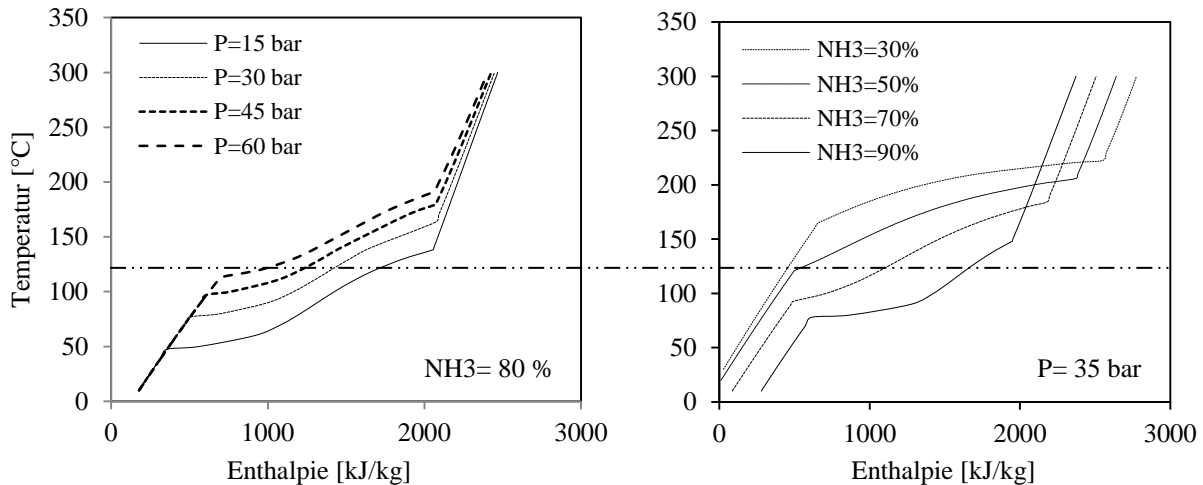
**Abb. 9.4:** Maßstäbliche Darstellung des Temperatur-Ammoniakkonzentration-Diagramms bei verschiedenen Drücken.

Zur näheren Verdeutlichung wird ein Zahlenbeispiel angenommen. Für eine Konzentration von 0,85 der Grundlösung, Wärmequelle von 120 °C und minimale zulässige Temperaturdifferenz von 5 °C kann die obere Prozesstemperatur bis maximal 115 °C erhöht werden. Die schwarze durchgezogene Linie (2→6) symbolisiert den gesamten Wärmezufuhrprozess. Die Schnittpunkte (7) der Linie mit den Taulinien kennzeichnen die möglichen Zustandspunkte am Turbineneintritt, wenn der Frischdampf als Sattdampf vorliegt. Die Schnittpunkte (8) der Linie mit den Siedelinien kennzeichnen die möglichen Zustandspunkte der ammoniakarmen Lösung am Separatöraustritt, wenn die Lösung als gesättigte Flüssigkeit vorliegt.

Bei Beobachtung der Siedelinien liegt der Punkt 6 fast an der Grenze der Druckregion von 55 bar, d.h. der letzte Wert gibt den maximal einstellbaren Desorptionsdruck entsprechend dieser Konzentration an. Einstellung höherer Drücke ist daher nicht möglich. Der minimale einstellbare Desorptionsdruck wird über die Taulinien vorhergesagt. In diesem Zahlenbeispiel ist der Wert von 5 bar für den Desorber und ebenfalls als unterer Druck im Absorber nicht möglich. Ursächlich ist, dass der Absorptionsprozess auf der Siedelinie enden soll, falls keine weitere Unterkühlung eintritt. Damit liegt der Zustandspunkt am Absorberaustritt auf der Siedelinie höherer Absorptionsdrücke. Eine Verringerung des Ammoniakanteils in der Grundlösung erlaubt geringere Absorptionsdrücke und begrenzt zugleich den Desorptionsdruck nach oben, und umgekehrt.

Der Ammoniakgehalt des Frischdampfes steigt bei einem Anheben des Desorptionsdruckes an, während sich die Ammoniakkonzentration in der ammoniakarmen Lösung dabei vermindert. Diese Anteile können direkt über die Konzentrationsachse bei entsprechenden Schnittpunkten mit den Sattlinien abgelesen werden. Da der Enthalpiegehalt des Ammoniaks deutlich kleiner als derjenige vom Wasser ist, nimmt dabei die spezifische Enthalpie des Frischdampfes vor der Turbine ab. All diese Phänomene sind von der Zusammensetzung der Grundlösung unabhängig.

Der gewählte Druck im Desorber sowie die Zusammensetzung der Grundlösung bestimmen die umlaufende Masse der Grundlösung bei vorgegebenen Quellentemperaturen und minimalen Temperaturdifferenzen. Mit zunehmendem Ammoniakanteil nimmt die latente Desorptionswärme (Verdampfungswärme) zu und damit die umlaufende Masse der Grundlösung ab (vgl. Abb. 9.5). Diese Aussage lässt sich von der Bilanzierung des Desorbers (Verdampfer) ableiten.



**Abb. 9.5:** Relation zwischen der Enthalpie und der Temperatur bei verschiedenen Drücken (links) und Ammoniakkonzentrationen (rechts).

In Abhängigkeit von der Zusammensetzung der Grundlösung können somit die Betriebszustände festgestellt werden, jedoch kann keine Aussage über die Effizienz des Kreisprozesses getroffen werden. Dafür soll ein Zusammenspiel aller beteiligten Parameter bei einer Analyse des gesamten Systems berücksichtigt werden.

## 9.2 Weitere Arbeitsmittelmerkmale

Neben variierenden Temperaturen des Phasenübergangs und Reduktion der Quellenverluste zeichnet sich die Ammoniak-Wasser-Mischung durch weitere positive Merkmale aus. Die leichtere Komponente (Ammoniak) hat bei gleichen Siedetemperaturen deutlich höhere Drücke, welches die Verdampfung des Gemisches bei geringen bis hohen Drücken erlaubt, d.h. es existiert ein breiter Anwendungsbereich. Zudem kann der Dampf bei geringen Temperaturen, jedoch bei Drücken oberhalb des atmosphärischen Drucks kondensiert (bzw. von der armen Lösung absorbiert) werden. Dadurch werden Kühlmedien mit geringen Temperaturen ideal genutzt und gleichzeitig entstehen keine Probleme des Vakuumbetriebs bei der Kondensation bzw. Absorption.

Ammoniak verfügt über einen niedrigen Gefrierpunkt von  $-78\text{ °C}$  (gegenüber  $0\text{ °C}$  von Wasser), deshalb hat auch eine Lösung aus Ammoniak und Wasser einen geringen Gefrierpunkt. Dies sichert die Anlage bei Außenaufstellung im Winter gegen den Frost (Ähnlich zu organischen Stoffen).

Aufgrund der nahezu gleichen molekularen Massen von Ammoniak (17,03 kg/kmol) und Wasser (18,015 kg/kmol) verhält sich der Ammoniak-Wasser-Dampf virtuell gleich wie Wasserdampf. Die standardmäßige Dampfturbine (Gegendruckturbine oder Mehrstufige Turbine) kann daher verwendet werden [207].

Ammoniak ist ein natürliches, verfügbares, umweltfreundliches ( $ODP = 0$ ,  $GWP = 0$ ) und günstiges Fluid, jedoch giftig und muss bei Wartungsarbeiten daran gehindert werden, in die Luft zu entweichen. Ammoniak ist zudem bedingt brennbar. Jedoch hat es eine hohe Zündtemperatur von 650 °C und die erforderliche Zündenergie ist 50-mal höher als die von Erdgas, und ohne Stützflamme brennt es nicht weiter. In der Industrie sind zudem bewährte Sicherheitsverfahren zur Handhabung und Verwendung des Ammoniaks verfügbar. Für Anwendungen unter 400 °C ist weiterhin die Ammoniak-Wasser-Mischung chemisch und thermisch stabil sowie nicht korrosiv [206, 208, 209, 210].

Zur Bestimmung der thermodynamischen Eigenschaftsdaten der Ammoniak-Wasser-Mischung werden, analog zu den organischen Substanzen, verschiedene bekannte Korrelationen bzw. Zustandsgleichungen eingesetzt (z.B. bei [211, 212]). Der Unterschied in den Sättigungseigenschaften zwischen den Zustandsgleichungen scheint auch bei sehr hohen Sättigungsdrücken oder -temperaturen, d.h. in der Nähe vom kritischen Punkt. Derzeit sind ganz wenige oder sogar fast keine experimentellen Daten im Bereich des kritischen Punktes und in der superkritischen Region verfügbar. Deshalb ist das Verhalten der Mischungen in diesen Bereichen unklar [213, 214].

Bei der Berechnung anhand der Zustandsgleichungen soll aber die Datenbestimmung für jeden Ammoniakanteil erfolgen. Das soll auch bei Verwendung der Software REFPROP-Fluid Daten des „National Institute of Standards and Technology“ (NIST) als Datenbank beachtet werden. Die Umsetzung des Kreislaufes in den bekannten Softwares wie z.B. EBSILON®Professional oder AspenTech ist noch praktischer, da dort die notwendigen Stoffdaten im Hintergrund über bereits integrierte Funktionen zur Verfügung gestellt sind.

### 9.3 Effekt des Ammoniakanteils

Für alle Kalina-Systeme ist der Ammoniakanteil in der binären Mischung der Kernpunkt in der Entwurfs- und Entwicklungsphase. Daneben sind die Temperatur des Separators, die Frischdampfparameter am Turbineneintritt sowie der Turbinenausgangsdruck die am meisten wirkenden Parameter auf die Kreislaufeffizienz [207, 212, 215-227].

Für KCS 34 sind die Freiheitsgrade durch Festlegung einer Parametergruppe reduziert. Bei Ignorierung der Verluste aller Arten sind die Temperaturen und Drücke ab Desorberaustritt bis zum Turbineneintritt gleich. Die Temperatur am Ende des Desorptionsprozesses wird maximal wie möglich angesetzt, so dass die Anpassung an die Wärmequelle immer gewährleistet ist. Das heißt, dass die obere Prozesstemperatur um die minimale Temperaturdifferenz kleiner als die Quellentemperatur ist. In dieser Weise ist auch die Frischdampf Temperatur am Turbineneintritt festgelegt. Der Turbinenausgangsdruck wird minimal, je nach Ammoniakanteil, eingestellt, womit auch die untere Prozesstemperatur am

Kondensatoraustritt minimal und angepasst an die Kühlwassertemperatur bleibt. Das heißt, dass diese Temperatur um die minimale Temperaturdifferenz größer als die Kühlwassertemperatur ist. Somit sind der Ammoniakanteil in der Grundlösung sowie der obere Prozessdruck die einzigen Freiheitsgrade. Die thermodynamischen Berechnungen werden über EBSILON®Professional durchgeführt und an den Ergebnissen von Ogriseck [207] für das geothermische Feld von Husavik, Iceland orientiert.

Die Komponenten werden ganz üblich anhand der Bilanzgleichungen modelliert, wobei die Besonderheit bei den internen Rekuperatoren sowie dem Separator liegt. Die internen Rekuperatoren werden anhand deren Effizienz berechnet, mit

$$\eta_{HT} = \frac{\dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3)}{\dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_{10})},$$

$$\eta_{LT} = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_{12} - h_{13})}; \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}.$$

Für die Wirkungsgrade wird der Wert von  $\eta_{HT} = \eta_{LT} = 80 \%$  verwendet. Erhöhte Effizienzwerte können zur Verdampfung in den Rekuperatoren, besonders bei geringen Drücken, führen, welches sich aus mehreren Prozesssimulationen herleiten lässt.

Für den Separator gelten die Bilanzgleichungen des Ammoniak-Massenanteils, der Gesamtmasse und der Energie, mit

$$\dot{m}_6 \cdot X_{NH3,6} = \dot{m}_7 \cdot X_{NH3,7} + \dot{m}_8 \cdot X_{NH3,8},$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_8,$$

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_8 \cdot h_8.$$

wobei  $X_{NH3}$  der Ammoniak-Massenanteil ist. Das Verhältnis der Massenflussrate vom Zustand 7 zu der Gesamtmassenflussrate im Zustand 6 ist definiert durch

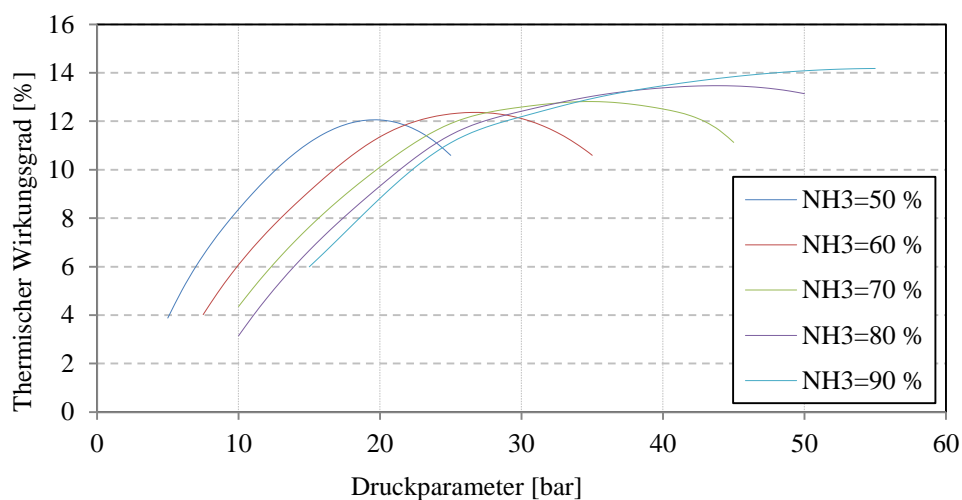
$$r_H = \frac{(X_{NH3,6} - X_{NH3,8})}{(X_{NH3,7} - X_{NH3,8})}.$$

Die Turbine und Pumpe werden unter Berücksichtigung des isentropischen Wirkungsgrades berechnet, deren Leistungsdifferenz die Nettoleistung ergibt. Obwohl die obere Prozessendtemperatur im Desorber festgelegt wird, tritt der Dampf mit unterschiedlichem Nässegehalt, je nach dem Druck und Ammoniakanteil, aus. Das bedeutet, dass der Desorptionsprozess im Nassdampfgebiet endet. In diesem Zusammenhang können besondere Fälle, bei denen die gesamte umlaufende Masse der Grundlösung in die Dampfphase überführt wird, angetroffen werden. Dies geschieht überwiegend bei deutlich geringen Drücken. Solche ungewöhnlichen Umstände können durch Verringerung der Effizienz der Rekuperatoren verhindert werden.

Die Wärmequelle könnte Geothermalwasser mit einer Temperatur von 120 °C oder solarthermisch erhitztes Wasser sein. Für die isentropischen Wirkungsgrade, minimalen

Temperaturdifferenzen und Kühlwassertemperatur werden immer noch die Werte aus Tab. 4.1 herangezogen. Zudem werden alle Druck- und Wärmeverluste vernachlässigt.

Der thermische Wirkungsgrad als Verhältnis der Nettoleistung zur gesamten Energieumsetzung variiert, in Abhängigkeit von der Ammoniakfraktion und dem oberen Prozessdruck, deutlich. Diese Variationen sind in der Abb. 9.6 gezeigt. Für Ammoniakfraktionen bis 80 % weist der thermische Wirkungsgrad Maxima gegenüber dem steigenden Druck auf, während er sich bei höheren Anteilen kontinuierlich erhöht. Die Degression des thermischen Wirkungsgrades ist mit einem extremen Anstieg der Pumpenarbeit, trotz Verbesserung der Enthalpie des ammoniakreichen Frischdampfes, verbunden. Grundsätzlich werden die maximalmöglichen Niveaus bei hohen Ammoniakanteilen erreicht.

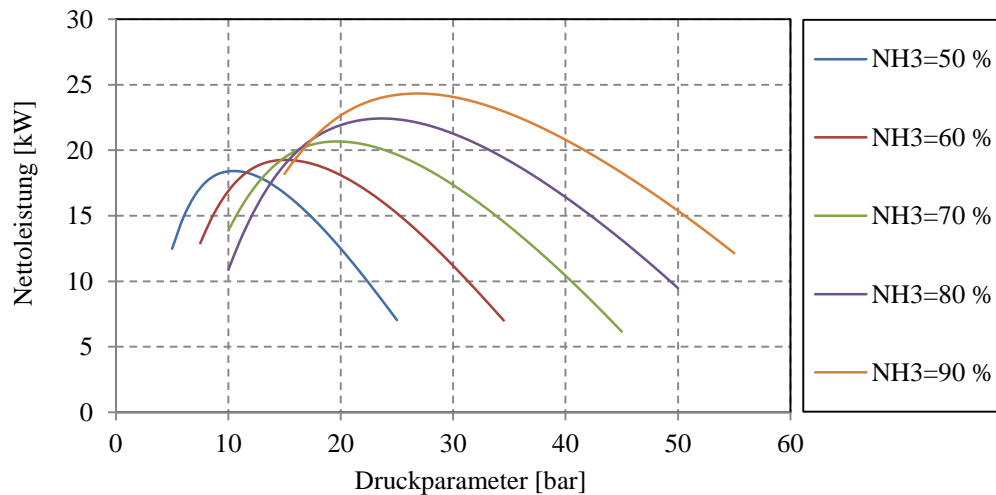


**Abb. 9.6:** Thermischer Wirkungsgrad als Funktion des Druckparameters und Ammoniakkonzentration für KCS 34.

Gleiche Aussagen gelten für die Nettoleistung, die Optima gegenüber dem Druckparameter hat und sich mit steigendem Ammoniakanteil verbessert. Jedoch hat der Ammoniakanteil mit dem Kurvenverlauf nicht zu tun (Abb. 9.7). Analog zu ORC wird die Leistungsdegression durch Verringerung des Frischdampfstroms in der Turbine verursacht. Zu beachten ist dabei, dass die Turbine und Pumpe von unterschiedlichen Massen durchströmt werden. Ebenfalls werden sie durch unterschiedliche Stoffeigenschaften definiert. Die Beschreibung der Nettoleistung durch eine spezifische Prozessarbeit und eine umlaufende Masse ist daher nicht präzise. Aus diesem Grund wird üblicherweise anstelle der Nettoleistung die Generatorleistung bewertet, während die Pumpenleistung unabhängig davon angesehen wird.

Qualitativ gibt die Nettoleistung auch eine Vorstellung von dem exergetischen Wirkungsgrad als leistungsabhängige Größe sowie von den gesamten Exergieverlusten. Unter allen Elementen ist der Desorber (Verdampfer) der größte Exergievernichter. So haben aber auch die Turbine und der Absorber (Kondensator) eine signifikante Exergievernichtung, während die Exergievernichtung in den internen Rekuperatoren geringer ist [228, 229].

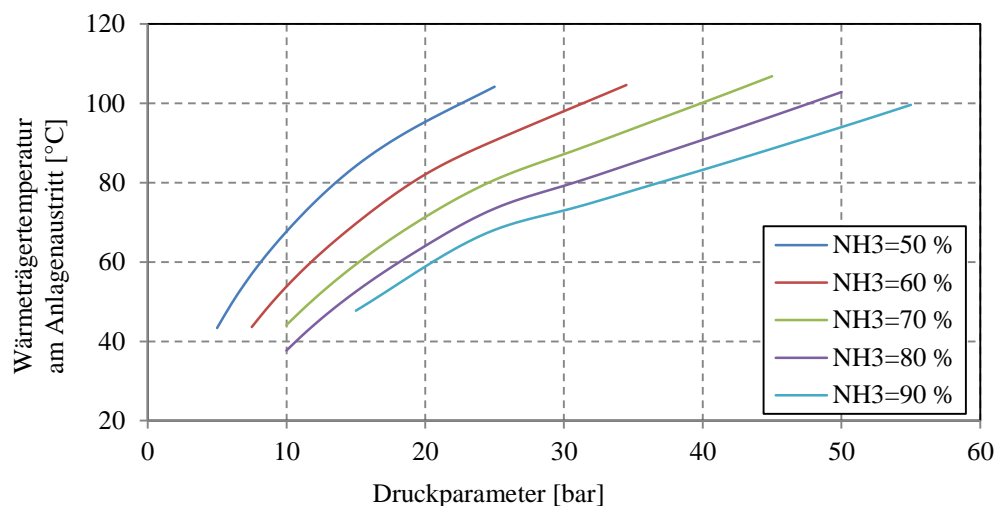




**Abb. 9.7:** Nettoleistung als Funktion des Druckparameters und Ammoniakkonzentration (spezifisch für 1 kg/s Wärmeträger) für KCS 34.

Für den hohen Druckbereich ist die Turbine die kritische Baugruppe, die entweder mehrstufig sein oder eine hohe Drehzahl haben muss, um befriedigende isentropische Wirkungsgrade zu erzielen [230]. In dem vorliegenden Fall ist aber aufgrund der geringen volumetrischen Expansionsverhältnisse eine einstufige Turbine für einen guten isentropischen Wirkungsgrad ausreichend (s. auch Kapitel 5).

Der Wärmeentzug aus der Wärmequelle steht mit steigendem Druck in einer indirekten Proportionalität, wogegen eine Erhöhung des leichter flüchtigen Ammoniaks zur Aktivierung der Wärmeumsetzung führt. Dieser Zusammenhang wird durch die Wärmeträgertemperatur am Systemaustritt in der Abb. 9.8 erläutert.



**Abb. 9.8:** Wärmeträgertemperatur am Systemaustritt als Funktion des Druckparameters und Ammoniakkonzentration für KCS 34.

Der Vorteil des hohen Ammoniakanteils wurde bereits in der Literatur bestätigt. Darunter finden sich Empfehlungen für unterschiedliche Anteile; beispielsweise 0,8 (Arslan et al.

[223]) oder 0,82 (Ogriseck [207]). Nach Fu et al. [224] sollten aber die Ammoniakkonzentrationen niedriger als die optimalen ausgewählt werden, um die Systemstabilität zu gewährleisten. Die früheren Forschungsergebnisse sind diesbezüglich vielfältig und speziell auf die gesetzten Ziele ausgerichtet.

### 9.4 Vergleich der Kreisprozesse (ORC und KCS 34)

ORC und KCS sind prinzipiell modifizierte Verfahren des traditionellen Rankine-Kreisprozesses mit Wasserdampf zur effektiveren Nutzung nieder- bis mitteltemperierter Ressourcen. Die Änderungen bestehen aus proprietären Systemdesigns oder ggf. Materialien, die speziell die Vorzüge des andersartigen Arbeitsmittels nutzen. In der Tat umfassen diese speziellen Entwürfe verschiedene klassische Gestaltungsoptionen wie z.B. Nacherwärmung, Rekuperation, mehrstufige Verdampfung und Expansion, usw.

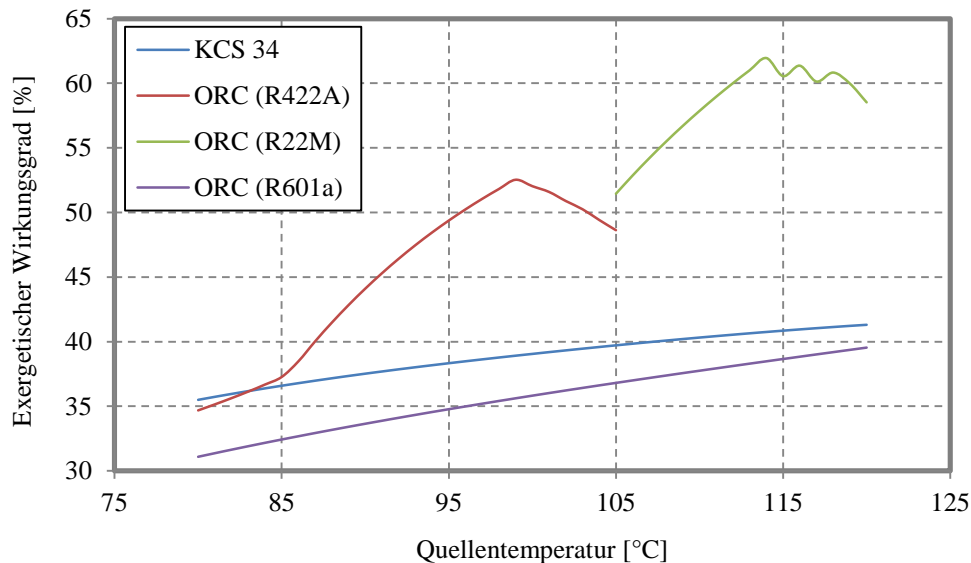
Die praktische Umsetzung der Verfahren entsprechend der Charakteristik einer bestimmten Wärmequelle und -senke ist eine große Herausforderung für effektivere, wirtschaftlichere Investitionen. Bei den vorherigen Bemühungen zur Gewichtung der beiden Anlagen erfolgte die Entscheidung nur fallspezifisch. Nachstehend stehen einige Beispiele für den geothermischen Einsatz.

Hettiarachchi et al. [219] zeigten, dass KCS 11 bei moderaten Turbineneintrittsdrücken Mehrleistung verrichtet. Bei geringen bis moderaten Temperaturen (69 - 175 °C) eines Geothermalfluides ist der Effizienzunterschied der beiden Kreisläufe insignifikant (ca. 3 %) (Guzovic´ et. al [231]). Unter Berücksichtigung der mit neuen Technologien verbundenen Erfahrungsprobleme in der Startphase, wurde aber für geothermische Quellen mit niedrigeren Temperaturen in Kroatien, die Anwendung von ORC vorgeschlagen. Laut Rodríguez et al. [127] bietet KCS 18 % mehr Nettoleistung, benötigt 37 % weniger Massendurchfluss und erreicht 17,8 % niedrigere Stromkosten. Für die starke Auskühlung des Geothermalwassers bewiesen Walraven et al. [232], dass fortgeschrittene Verfahren von ORC wie mehrstufige Führung und transkritische Fahrweise effektiver als diejenigen von KCS sind. Zu diesen Resultaten ist auch Drescher [233] bereits gekommen. Ähnlich dazu bestätigten Shokati et al. [234] eine Leistungserhöhung von 43,48 % des zweistufigen ORC, während KCS deutlich kleinere Leistungseinheitskosten bietet. In diesem Zusammenhang sei zu erwähnen, dass bisher keine bekannten Berichte im Fall der Einbindung in die KWK-Modelle vorliegen. Dies soll in dieser Arbeit eingeführt werden.

Nachfolgend werden die Kreisläufe unter den geothermischen Rahmenbedingungen weiter gewichtet. Es werden dabei zwei Typen der Anwendungen diskutiert, ohne und mit Auskühlungslimitierung der Ressourcen. Ein Vergleich unter Spezifikationen der Solarthermie wird hier nicht vorgesehen.

### 9.4.1 Nicht-limitierte Auskühlung

Im Fall der ausschließlichen Stromerzeugung werden R601a, R422A und R22M für basischen ORC herangezogen, während für KCS 34 der Ammoniakanteil von 0,9 eingesetzt wird. R601a führt zu ähnlichen Auskühlungsverhältnissen des Wärmeträgers wie bei KCS 34, während R422A und R22M tiefere Auskühlungen ermöglichen. Abb. 9.9 vergleicht die maximalmöglichen exergetischen Wirkungsgrade für verschiedene Quellentemperaturen.



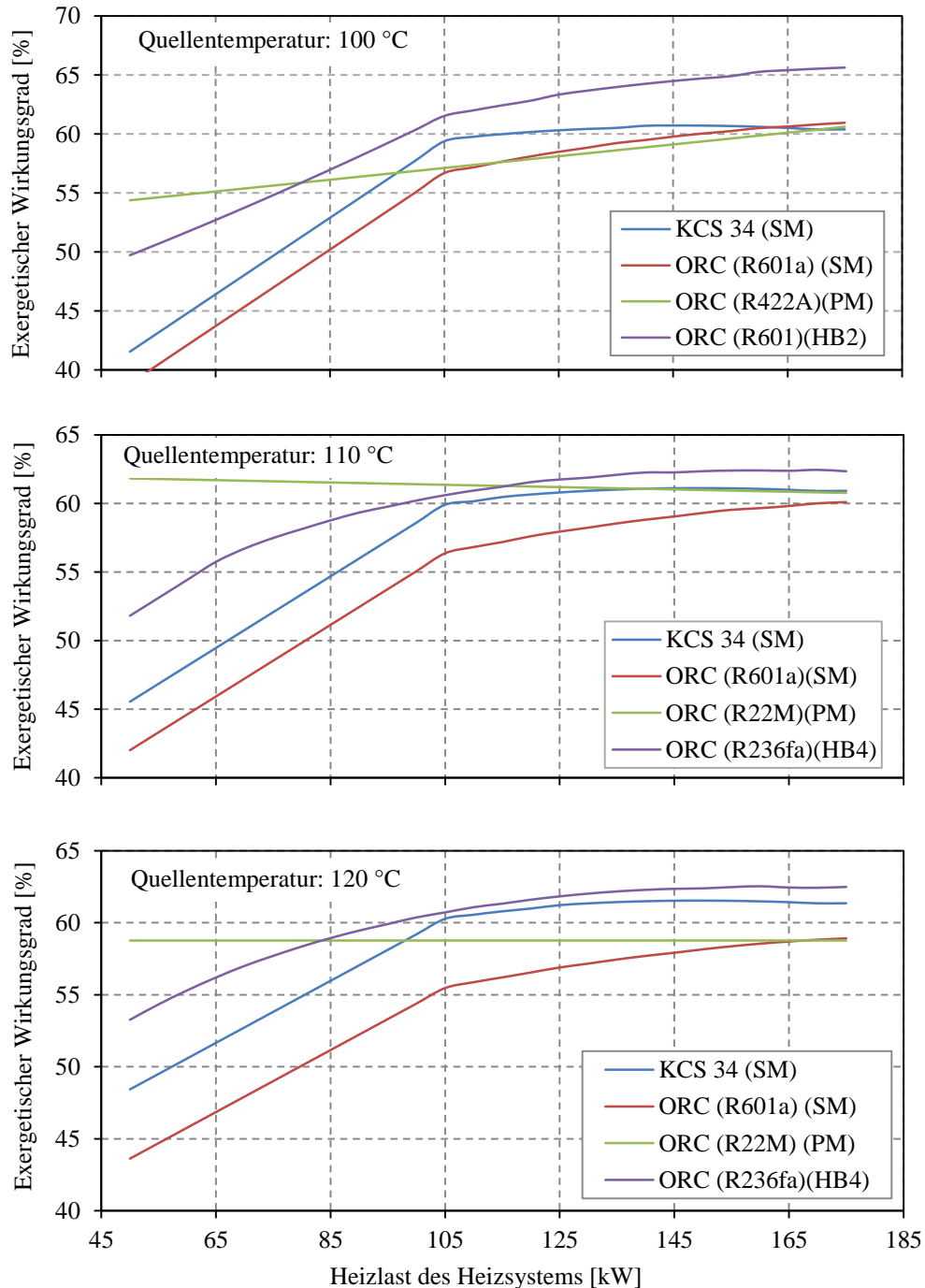
**Abb. 9.9:** Vergleich der exergetischen Wirkungsgrade des ORC und KCS 34 bei mehreren Quellentemperaturen.

Theoretisch kann KCS 34 effizienter und gleichzeitig schlechter als ORC sein, je nach verwendetem Arbeitsmittel. Dieses Resultat erklärt die Unterschiede der bisherigen Forschungsbefunde. Im idealen Zustand wird der exergetische Wirkungsgrad durch ORC mit R422A oder R22M um 50 % gesteigert. Der ORC gewinnt zudem mit steigenden Quellentemperaturen immer mehr an Bedeutung, welches der Beobachtung von Guzovic' et al. [231] entspricht. Eine weitere Erhöhung der Quellentemperatur erfordert jedoch den Einsatz anderer Arbeitsmittel, da R422A und R22M ausfallen. Das hohe Maß an interner Wärmerückgewinnung des KCS 34 hat mit diesem Ergebnis nicht zu tun. Einzig dadurch reduzieren sich die Kondensatorlast (Absorber) und der Wärmeentzug aus der Ressource.

Für KWK ist die Serienanordnung des KCS 34 für verschiedene Zustände der Heizsystembedarfe effizienter als die Parallelanordnung und absolut wirksamer bei hohen Quellentemperaturen. Die Kenntnisse wurden über mehrere Simulationen gewonnen. In der Abb. 9.10 sind klassische und erweiterte KWK-Modelle mit ORC gegenüber der Serienanordnung des KCS 34 dargestellt.

Anzumerken ist, dass nur die Hybridkonfigurationen mit ORC gegenüber KCS 34 (SM) einen Vorzug gegeben werden. Die steigenden Quellentemperaturen verkleinern die Abweichungen zwischen den Kreisläufen, d.h. KCS 34 (SM) wird dabei immer noch bedeutender. Dies beruht auf der durch den großen Temperaturgleit der Ammoniak-Wasser-Lösung andauernd

gegebenen Möglichkeit zur Erstellung einer günstigeren Anpassung der oberen Prozesstemperatur an die Wärmequellencharakteristiken. Dadurch wird wiederum die Exergievernichtung stets minimal gehalten.



**Abb. 9.10:** Serienmodell des KCS 34 gegenüber verschiedenen Modellen des ORC für mehrere Heizlasten und Quellentemperaturen.

Bei ORC ist die Realisierung solcher guten Anpassung vor allem durch die superkritische oder transkritische Fahrweise möglich. Aufgrund der starken Auskühlung des Wärmeträgers werden diese Führungen überwiegend für eine Parallelanordnung vorgesehen, die wiederum

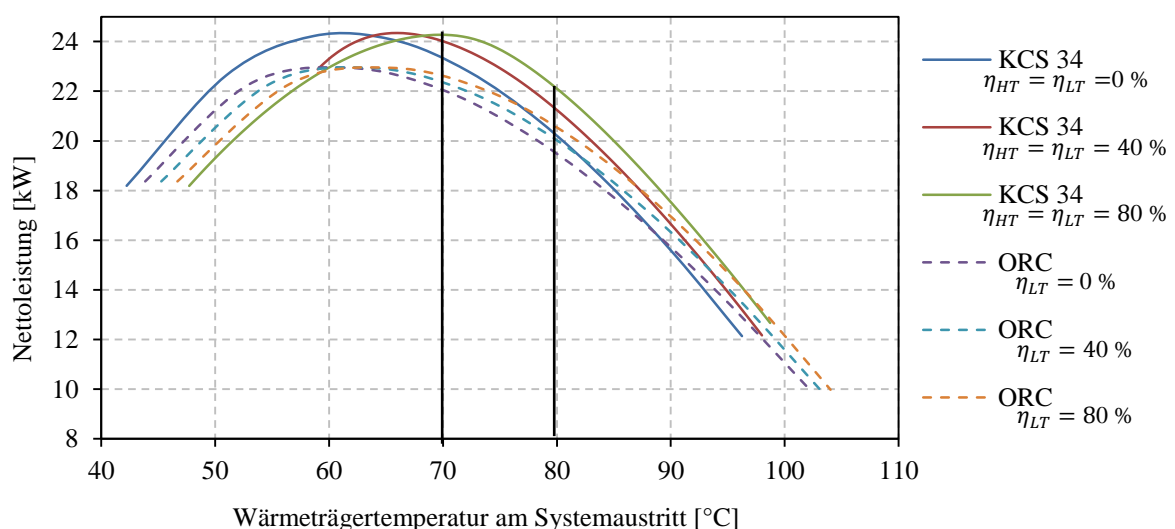
bei hohen Quellentemperaturen wegen der hohen Exergievernichtung des Heizsystems nicht vorteilhaft ist. Die Verwendung zeotroper organischer Gemische mit hohen kritischen Temperaturen für die Hybridmodelle ermöglicht nur eine vergleichbar unzureichende Temperaturanpassung im Verdampfer, weil diese im Vergleich zur Ammoniak-Wasser-Lösung durch einen kleinen Temperaturgleit gekennzeichnet sind. Damit könnte KCS 34 mit der Serienanordnung zur Nutzung hochtemperierter Reservoirs vorteilhafter sein.

#### 9.4.2 Limitierte Auskühlung

Aufgrund der extrem hohen Aggressivität (Korrosivität wegen der hohen Mineralisation) einiger geothermischer Reservoirs wird deren Auskühlung auf bestimmte Temperaturen begrenzt. In Verbindung mit dem Umgebungszustand sind dabei hohe Exergieverluste zu erwarten. Die Umwandlungsanlagen müssen zwischen der Quellentemperatur und den zulässigen Schwellen der Auskühlungstemperaturen betrieben werden.

Anlagenkonzepte mit einem aktiven Wärmeentzug sind daher nicht praktisch. Dafür können aber besondere Ausführungen, wie z.B. der Prozess mit interner Rekuperation (vgl. Abb. 2.4), sinnvoller sein. Retrograde Arbeitsfluide mit hohen kritischen Temperaturen wie z.B. R601a gewinnen dabei immer mehr an Bedeutung.

Zu dieser Problematik wird der ORC mit einem internen Rekuperator und R601a dem KCS 34 ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}=0,9/0,1$ ) gegenübergestellt. Es wird eine ähnliche geologische Bedingung wie bei Husvåk, Island (oder Bruchsal, Deutschland) angenommen, deren Reservoir über KCS 34 bis auf 80 °C ausgekühlt wird [207]. Die Nettoleistung wird in Abhängigkeit der Geothermalfluidtemperatur am Austritt für drei Wirkungsgrade der Rekuperatoren dargestellt (Abb. 9.11). Der Null-Wirkungsgrad bedeutet dabei keine Wärmerückgewinnung, wobei die Rekuperatoren aus dem Prozess entfernt wurden.



**Abb. 9.11:** Leistungsverlauf des rekuperativen ORC und KCS 34 als Funktion der Wärmeträgertemperatur am Systemaustritt für drei Wirkungsgrade der internen Rekuperatoren.

\* ORC hat nur einen Rekuperator: LT-Rekuperator.

Bei der Grenzauskühlungstemperatur von 80 °C haben die Nettoleistungen deutlich kleinere Ebene als deren Optima. Dabei gilt: je höher die Grenzauskühlungstemperatur ist, desto schlechter ist die mögliche Leistungserzeugung. In gewissem Maße reduziert eine Erhöhung der Effizienz der internen Rekuperatoren diese Verschlechterung. Die Nettoleistung von KCS 34 verringert sich beispielsweise bei Wirkungsgrad von 40 % um ca. 12 %, während diese Verringerung bei Wirkungsgrad von 80 % nur ca. 8 % beträgt. In anderen Worten verrichtet die Maschine mehr Leistung bei effizienteren Rekuperatoren. Der gleiche Trend zeigte sich bei ORC. In diesem Zusammenhang weist KCS 34 ein hervorragendes Verhalten auf, besonders wenn keine deutlich hohen Grenzauskühlungstemperaturen erforderlich sind. Wird die Auskühlung auf die Temperatur von 70 °C beschränkt, entspricht diese dem Optimum von KCS 34, bei ORC ist dies aber noch nicht der Fall. Eine Integration der internen Rekuperatoren kann in dieser Situation einen Beitrag zur Leistungsverbesserung leisten, wobei diese Maßnahme in der Vergangenheit nur zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades vorgesehen wurde.

Die Rahmenbedingungen sind somit für die Forschungslage entscheidend. Für ORC sind in dieser Hinsicht die Arbeitsmittel, die mit freier Auskühlung des Wärmeträgers als hervorragend klassifiziert wurden, hier nicht interessant und werden sogar als ineffektiv gegenüber R601a eingestuft. Zur weiteren Optimierung sind die Temperaturen, Drücke und Ammoniakanteil für KCS 34 ggf. neu anzupassen.

Die KWK ist darüber hinaus nicht leicht anwendbar, besonders im Falle von Serien- oder Hybridmodellen, wofür das Parallelmodell sich am besten eignet. Dieses wurde aus gleichem Grund bei der Investition in Bruchsal, Deutschland (s. Tab. 9.1) bereits geplant, wobei dort die Mineralisation (Salzgehalt) ca. 130 g/l beträgt. Bei hohen Explorationskosten kann die wirtschaftliche Rentabilität solcher Reservoirs bescheiden sein.

Letztlich müssen bei korrosiven Ressourcen besondere korrosionsbeständige Materialien wie Edelstahl (304, 316, Nitronic 60 und Duplex) verwendet werden, wobei Weichstahl oder Aluminium dafür unpassend ist [235]. Zur Sicherung der Anlagen sind die korrosionsbeständigen Werkstoffe sogar für die geothermischen Quellen aller Arten empfohlen, besonders bei einer sehr tiefen Auskühlung.

Eine Übertragung der entwickelten Maßnahmen auf korrosive Typen der Ressourcen bei Verwendung unterschiedlicher Edelstahltypen ist theoretisch auch möglich. Dafür ist aber bei den tiefen Auskühlungstemperaturen der Geothermalfluide umfassender Materialtest erforderlich, besonders bei der Fertigung der Vorwärmer und Heizwerke.

### 10 Zusammenfassung und Ausblick

#### 10.1 Zusammenfassung

Die Geothermie sowie die Solarthermie stellen sehr große technische Potenziale, sogar viel mehr als die menschlichen Bedürfnisse erfordern, zur Verfügung. Die tiefe Geothermie erschließt Reservoirs in einem breiten Temperaturspektrum und verschiedenen Formen. Das Wasser dient als Wärmeträger und kommt bei flüssigen Reservoirs mit ziemlich geringen Temperaturen, z.B. in Deutschland bis maximal ca. 180 °C, vor. Besitzt das Quellwasser nur eine geringe Mineralisation und Begleitstoffe, hat es fast die gleichen Eigenschaften wie Trinkwasser und man spricht daher von (Geo-) Thermalwasser. Zur Wandlung dieser Niedertemperaturwärme kommen voraussichtlich nur Kraftwerke mit Sekundärkreislauf in Frage. Die derzeit zwei verfügbaren Umwandlungsverfahren sind der Organic Rankine Cycle (ORC) und das Kalina-Cycle-System (KCS). In dieser Arbeit wurde, für ein niedertemperiertes Geothermalwasser bis 120 °C, der ORC mit und ohne KWK-Option und in Betrachtung des Teillastverhaltens analysiert und weiter optimiert sowie mit dem Kalina-Cycle-System KCS 34 verglichen.

Die technische Leistungserzeugung resultiert aus der Verbindung von fünf Faktoren. Es sind die maximal zulässige umlaufende Masse des Arbeitsmittels, die Verdampfungs- und Quelltemperatur, der Pinch-Punkt-Differenz-Wert im Verdampfer sowie die fluidspezifische latente Verdampfungswärme. Die Beziehung zwischen der kritischen Temperatur und der Quelltemperatur ist für Leistungserzeugung maßgeblich. Ist die Quelltemperatur deutlich höher als die kritische Temperatur des Fluides, ist auch die Differenz zwischen der maximal einstellbaren Verdampfungstemperatur auf der Siedelinie und der Quelltemperatur sehr groß. Bei konstanter minimaler Pinch-Punkt-Differenz am Verdampfereintritt erlaubt dies eine große umlaufende Masse.

Die Leistungserzeugung weist, bei Fluiden mit sehr hohen kritischen Temperaturen, in Abhängigkeit des Verdampfungsdrucks einen glockenförmigen Verlauf auf, d.h. sie hat Maxima. Das Anheben des oberen Prozessdrucks ist in dieser Hinsicht nicht zielführend. Der exergetische Wirkungsgrad ist qualitativ dem Leistungsverhalten identisch, dessen physikalische Obergrenze dabei unterhalb 40 % liegt. Die nichtkonventionellen zeotropen Fluidgemische mit ziemlich geringen kritischen Temperaturen steigern, im subkritischen Bereich, die Effizienz bis 30 %. Dabei wird die große Differenz zwischen der hohen einstellbaren Verdampfungstemperatur auf der Siedelinie und der Quelltemperatur genutzt. Im Hintergrund stehen ein sehr aktiver Wärmeentzug aus dem Geothermalwasser und eine große umlaufende Arbeitsmittelmasse bei hohen Verdampfungsdruckbereichen und damit einer hohen spezifischen Prozessarbeit. In anderen Worten geschieht der Prozess bei einer durch die Teilprozesse größtmöglichen eingeschlossenen Fläche im  $T, s$ -Diagramm. Die Leistungserzeugung sowie der exergetische und thermische Wirkungsgrad wachsen mit dem Verdampfungsdruck kontinuierlich an, d.h. das Anheben des oberen Prozessdrucks ist zur Optimierung nach dem ersten und zweiten Hauptsatz zielführend. Diese Phänomene richten sich jedoch nach der Geothermalwassertemperatur, das bedeutet, dass jeder Temperatur einem sachgemessenen Fluid zugeordnet ist. Dabei sind Eigenschaften von Stoffen wie R422A, R402A und R422D für die Geothermalwassertemperatur von 100 °C supergeeignet, R22M und R438A dagegen für 120 °C.

Bei der KWK sind der thermodynamische Zustand sowie die Wirksamkeit des Kreisprozesses schaltungsabhängig. Im Serienmodell liegt der Betriebspunkt des Kreisprozesses bezüglich der Leistungserzeugung infolge des Eingriffes der Heizsystemparameter weit oberhalb des idealen, während er im Parallelmodell dem idealen identisch ist. Eine Begrenzung des im Kreisprozess umgesetzten Quellenanteils und folglich eine technische Leistungsverringerung werden durch Erhöhung der Heizsystemparameter hervorgerufen. Der schlimmste Fall tritt ein, wenn diese Verschlechterung mit einer extrem stetigen Erhöhung des ungenutzten Anteils des Geothermalwassers verknüpft ist. Grund hierfür ist die Eingrenzung durch die Pinch-Punkt-Differenz am Aus- und Eingang des Heizsystems. Varianten der bekannten Reinfluide bringen dabei keine erhebliche Verbesserung der Situation, wobei sie bei den gewählten Rahmenbedingungen nahezu gleiche Merkmale zeigen. Der Einsatz der zeotropen Gemische mit geringen kritischen Temperaturen beschränkt sich aufgrund des hohen Auskühlungsgrades des Geothermalwassers auf das Parallelmodell, das dadurch verglichen mit der Verwendung der Standardfluide definitiv produktiver wird. Das Parallelmodell mit diesen zeotropen Stoffen übertrifft ebenfalls, für einen breiten Bereich der Belastung des Heizsystems, das Serienmodell mit den Standardfluiden, z.B. R601a.

Zur technischen Leistungserhöhung sind weitere KWK-Hybridmodelle (HB) und Kreisprozessverfahren entworfen worden. Im ersten kaskadierten Modell wurden zwei Vorwärmer für den ORC verwendet, während im zweiten zwei Verdampfungsaggregaten (Verdampfer und Vorwärmer) vorgesehen wurden. Das dritte Modell wurde so gestaltet, dass das erste Verdampfungsaggregat parallel zu dem Heizsystem integriert wird, während das zweite in Kaskade nachgeschaltet ist. Der Basisaufbau des Kreisprozesses wurde im vierten Modell beibehalten, wobei einzig das Geothermalwasser nach dem Verdampfer zwischen dem Vorwärmer und dem Heizsystem (bei sensibler Wärmeübertragung) aufgespaltet wurde. Im Prinzip führen alle diese Maßnahmen zur wirksamen technischen Leistungssteigerung, jedoch nicht in gleichen Verhältnissen. Dabei ist die vierte Systemführung (HB4) für eine Geothermalwassertemperatur oberhalb 100 °C und die zweite (HB2) für eine Geothermalwassertemperatur unterhalb 100 °C am besten geeignet. All diese Systemführungen haben andererseits geringere Sensitivität zur Auswahl der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem sowie der Fluidklasse, welches von großem Vorteil bei Auswahl der Fluide anhand nicht-thermodynamischer Kriterien ist.

Anlagentechnisch ist der Aufwand für die Wärmeübertrager des Kreisprozesses überwiegend ein Umkehreffekt aus den korrespondierenden zusätzlichen Erträgen der Leistungen. Dieser unterscheidet sich nach drei wesentlichen Faktoren: Es sind das Kreisprozessverfahren, das KWK-Modell und Arbeitsmittel. Die wirkenden Parameter darin sind der erreichte thermische Wirkungsgrad sowie die im Wärmeübertrager liegenden Temperaturprofile. Systeme mit geringen thermischen Wirkungsgraden sowie guten Temperaturanpassungen in ihren Wärmeübertragern erfordern große Wärmeübertragerfläche. Bei zeotropen Gemischen sind diese beiden potenziellen Auswirkungen im Kondensator und ggf. im Vorwärmer betroffen. Damit wird dafür eine große gesamte Wärmeübertragerfläche benötigt. Aufgrund der Mehrkomponenten ist dies auch bei den Prozessführungen mit erweiterten KWK-Modellen der Fall. Damit ergeben sich hohe spezifische Anlagenanfangskosten je elektrische Energieeinheit. Diese werden jedoch stärker von der Geothermalwassertemperatur und -förderrate als von dem Typ des installierten Systemmodells oder Arbeitsmittels beeinflusst. Damit verbunden ist auch der Cash-Flow, als Maß für die Wirtschaftlichkeit eines geothermischen Projektes. Der Cash-Flow verbessert sich mit hoher Geothermalwassercharakteristik, besonders der Förderrate. Dagegen wird er von den Anlagenanfangskosten nicht viel beeinflusst und stimmt daher weitgehend mit dem thermodynamischen Faktor überein.



In den solarthermischen Betrachtungen erhöht das Anheben des oberen Prozessdrucks den thermischen Wirkungsgrad des Kraftwerkes, verschlechtert aber den Kollektorstufenwirkungsgrad. Das Anheben des oberen Prozessdrucks ist daher nicht zielführend. Es existiert somit ein Punkt des maximalen Gesamtwirkungsgrades, der mit einem bestimmten oberen Prozessdruck verknüpft ist. Dagegen ist ein stetiges Absenken des unteren Prozessdrucks in dieser Hinsicht immer sinnvoll. Dadurch verringern sich die für Erzeugung der elektrischen Energieeinheit umlaufende Masse sowie die Wärmeumsetzung des Solarmediums. Der Kreisprozessentwurf mit geringen Pinch-Punkt-Differenzen führt ebenfalls zu ähnlichen potenziellen Effekten und ist daher auch sehr sinnvoll. Es wurde daher die kaskadierte Methode zur Wärmeabfuhr aus dem System anstelle der konventionellen Wärmeabfuhr über den Kondensator vorgeschlagen. Darin wird die verfügbare Kühlwassertemperatur genutzt, wodurch bei minimal möglichen Prozesstemperaturen kondensiert wird. Diese Methode ist in der Lage, unter fast allen eventuellen Parametervariationen der externen Randbedingungen den besten thermodynamischen Zustand des Gesamtsystems zu gewährleisten. Einzig bei einer realistischen, vollen Nutzung der Kondensatorlast zum Heizzweck kommt die konventionelle Wärmeabfuhr immer noch zum Einsatz, wobei die Wärmeabfuhr an die Umgebung total verschwendet. Die Umstellung auf zeotrope Fluidgemische mit fast ähnlichen kritischen Temperaturen bringt bescheidene Fortschritte des Systems. Infolge des großen Temperaturgleits wird dabei bei ungünstigen Bedingungen kondensiert, womit der Vorteil des Temperaturgleits bei der Wärmezufuhr reduziert wird. Jedoch wird ein sehr umweltfreundliches Fluid wie z.B. R444A mit einem interessanten thermodynamischen Verhalten zum Entwurf neuer solarthermischer ORCs nachgewiesen.

Der konkurrenzfähige Kreisprozess für das ORC-System ist das Kalina-Cycle-System (KCS). Die KCS-Familie nutzt das anorganische Gemisch Ammoniak/Wasser als Arbeitsmittel und hat kompliziertere Vorgänge und Baugruppen. Es besitzt mehrere Freiheitsgrade, außer den Fluidtypen. Dabei haben sich der Massenstrom der Grundlösung, der obere Prozessdruck, die Zusammensetzung der Grundlösung, die Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmittel und Wärmeträger am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber sowie die Effizienz der internen Wärmeübertrager als sinnvolle Parameter für den Entwurf und die Effizienz des Prozesses herausgestellt. Dabei spielt die Wahl des Ammoniakanteils in der Grundlösung die Schlüsselrolle und zeichnet die thermodynamischen Grenzen aller Vorgänge auf. Bei der Prozessführung KCS 34 verbessert sich die Nettogleistung mit steigendem Ammoniakanteil erheblich und hat auch, ähnlich zu ORC mit Standardfluiden, ein Maximum in Abhängigkeit des oberen Drucks. Ebenfalls entzieht die Anlage dem Wärmeträger weniger Wärme mit steigendem Druck und sinkendem Ammoniakanteil.

Im Vergleich der beiden Kreisprozesse für die gegebenen geothermischen Rahmenbedingungen und einer Quelltemperatur bis 120 °C wird deutlich mehr Nettogleistung durch ORC mit den Fluidgemischen wie z.B. R422A und R22M erzielt. Mit Fluidklassen wie z.B. R601a ist dies nicht der Fall. Bei der Limitierung der Geothermalwasserauskuhlung auf bestimmte Temperatur liefert KCS 34 außerdem, aufgrund des hohen Maßes an interner Wärmerückgewinnung und weniger Auskuhlung des Geothermalwassers, eine höhere Nettogleistung. Dabei verschiebt eine Erhöhung der Effizienz der internen Rekuperatoren den Leistungspunkt, in Abhängigkeit der Rücklauftemperatur des Geothermalwassers (am Anlagenausgang), immer nach den Maxima. Für eine Wärmekopplung ist KCS 34 mit einem Heizsystem in Kaskade am besten anzuordnen. Die erweiterten Modelle des ORC beweisen sich aber immer noch als hervorragende Systeme. Für Reservoirs mit deutlich höheren Temperaturen als 120 °C könnte aber die Kaskade von KCS 34 und Heizsystem vorteilhafter sein. Beim Kalina-Kreisprozess ist die Schaffung einer nahezu perfekten Temperaturprofilanpassung bei der zweiphasigen Wärmezufuhr realisierbar, solange die Wärmeträger-

temperatur unterhalb der kritischen Temperatur des Ammoniak/Wasser-Gemisches liegt. Mit den aktuellen organischen Fluidgemischen, in der subkritischen ORC-Fahrweise, ist dies aufgrund des vergleichbar kleinen Temperaturgleits nicht möglich.

### 10.2 Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschränkte sich auf die Betrachtung der Systeme in einem stationären Zustand. Betrachtungen des dynamischen Verhaltens wurden nicht durchgeführt. Die dynamischen Modelle bilden das zeitabhängige Verhalten der Anlagen ab und es können damit belastbare Regelungs- und Steuerungsalgorithmen für die Gesamtsysteme entwickelt werden. Deswegen sollten vorrangig solche dynamischen Modelle aufgebaut werden. Es sollten dabei auch die unterschiedlichen Stoffeigenschaften sowie Fähigkeiten der Arbeitsfluide mitberücksichtigt werden.

Bei der Untersuchung der zeotropen Gemische für die geothermische Anwendung zeigten sich nahezu perfekte Anpassungen der Temperaturprofile in den Vorwärmern sowie Kondensatoren. Die minimalen Temperaturdifferenzen (Pinch-Punkt-Differenz) lagen dabei am Ein- sowie Austritt der Apparate. Zudem wurde für die Auslegung der Komponenten in diesen Prozessen ein vereinfachtes Verfahren verwendet. Aufgrund der nicht-konstanten Wärmekapazitätsströme könnten aber noch kleinere Temperaturdifferenzen bei anderen Stellen im Laufe des Wärmeübertragungsprozesses entstehen. Es ist daher wünschenswert, dass zukünftige, weitere Optimierungen diesen physikalischen Zusammenhang detaillierter abbilden. Das sollte auch bei der Arbeitsmittelvorwärmung der neuen ORC-Führungen (im Kapitel 6) sowie beim Desorptionsvorgang des KCS 34 in Angriff genommen werden. Am besten wäre es noch, wenn getestet würde, wie weit solche perfekten Temperaturprofilanpassungen in der Praxis realisierbar sind.

Weiterhin wurde für diese Gemische ausschließlich die subkritische Fahrweise berücksichtigt. Eine super- oder transkritische Führung bietet auch bei der Wärmezufuhr noch eine weitere, gewünschte Temperaturprofilanpassung im Temperatur-Entropie-Diagramm. Diese Möglichkeit mit solchen zeotropen Gemischen sollte daher geprüft und mit dessen subkritischen Prozessen bewertet werden. Dafür ist es aber erforderlich, experimentelle Untersuchung an Stoffeigenschaften im Bereich über 0,9 des kritischen Drucks sowie im Übergangsbereich bis hin zum superkritischen Bereich durchzuführen. Die Zustandsgleichungen, Stoffdatenquellen bzw. die Softwares zeigten in solchen Regionen Abweichungen der Stoffeigenschaften. Insbesondere sollten dabei die Wärmeübertragungsprozesse fokussiert und Korrelationen der Wärmeübergangskoeffizienten abgeleitet werden, weil sich die Transporteigenschaften in Abhängigkeit der Temperatur anders verhalten.

Bei der Untersuchung der Wärmekopplungsmethoden sowie der zeotropen Gemische für die solarthermischen Anwendungen wurden nur Flachkollektoren vorgesehen. Die Erweiterung dieser Studie auf andere Varianten der Kollektoren wie z.B. Vakuumröhrenkollektoren könnte zu neuen Ergebnissen führen, besonders bei der dynamischen Betrachtung und Berücksichtigung der Hydraulik sowohl des ORC- als auch des Kollektorkreislaufes. Derartige Untersuchungen werden vorrangig empfohlen.

Die Effizienz- sowie Wirtschaftlichkeitserhöhung der Anlagen standen im Fokus dieser Arbeit. In Richtung sicherheitstechnischer und ökologischer Aspekte haben unlängst die Arbeitsmittelhersteller Chemours und Honeywell zwei Gemische als Substitutionen für R134a zur Anwendung in der Kältetechnik entwickelt. Diese sind R513A und R450A mit besseren

Sicherheitsmerkmalen als R444A und deutlich geringerer Umweltbelastung als R134a. Eine Überprüfung dieser beiden Fluide für ORC nach geothermischen und solarthermischen Maßstäben wäre sehr interessant. Derzeit liegen in der Literatur noch keine bekannten Berichte über diese Medien mit ORC vor.

Im KCS 34 haben die Temperatur und der Druck am Ende des Desorptionsvorganges unterschiedliche Bedeutungen, auch bei Satttdampfprozessen. Diese Temperatur wurde hier konstant gehalten, jedoch hat sie, neben dem Druck und der Ammoniakkonzentration, großen Einfluss auf die maximal zulässige umlaufende Masse der Grundlösung sowie die latente Verdampfungswärme und damit auf die Generatorleistung. Die Entwicklung von Systemkonturen unter diesen drei Freiheitsgraden könnte eine weitere Leistungsoptimierung bringen und sollte daher vorgenommen werden.

In dieser Arbeit wurden alle Modelle, Fluide und deren Ergebnisse nur auf mathematischer Basis berechnet, deshalb wird empfohlen, entsprechende Prototypen und Versuchsstände aufzubauen. Dadurch könnte man im ersten Schritt nachweisen, wie solche Optimierungen praktisch umsetzbar sind. Anschließend könnten auch alle o.g. zu ergänzenden Forschungen auf Praxistauglichkeit getestet werden. Dabei wäre es interessant, auch hochmineralisierte Geothermalfuide zu simulieren. Unter der Bedingung einer tieferen Auskühlung von hochmineralisierten Geothermalfuiden sollten die Wärmeübertragungsprozesse sowie Materialbeständigkeiten gemessen werden. Dafür wäre der nicht rostende bzw. korrosionsbeständige Edelstahl (z.B. X2CrNiMoN22-5-3, Werkstoff-Nr. 1.4462 [236]), besonders für die Vorwärmer, zu verwenden.

## 11 Literaturverzeichnis

- [1] International Energy Agency, World Energy Outlook 2012, Paris 2012, S. 50.
- [2] M. Schäfer, N. Kebir, D. Philipp (The edition); Conference MICRO PERSPECTIVES FOR DECENTRALIZED ENERGY SUPPLY (MPDES) 2011; Proceedings of the International Conference Technische Universität Berlin, 7th-8th of April 2011.
- [3] T. Nieder, P. Bickel, F. Musiol; Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland im Jahr 2016, Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik (AGEE-Stat). Stand 2017.
- [4] K. Rohloff, A. Kather; Geothermischer Stromerzeugung/ Kraftwerkstechnologie und Technologien zur gekoppelten Erzeugung von Strom und Wärme. Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit. Stand Mai 2011.
- [5] T. Arnhold und A. Steilen; Energie aus der Tiefe der Erde. Ex-Zeitschrift 2007.
- [6] F. Heberle; Untersuchung zum Einsatz von zeotropen Fluidgemischen im Organic Rankine Cycle für die geothermische Stromerzeugung. Logos-Verlag, Berlin 2013.
- [7] W. Weindorf; Geothermische Stromerzeugung: Technik und Potenziale. LAK Energie, 06. Dezember 2003.
- [8] R. Bertani and P. Ungemach (Text); Geothermal electricity and combined heat and power. European Geothermal Energy Council (EGEC). Brussels, December 2007.
- [9] S. Köhler; Geothermisch angetriebene Dampfkraftprozesse Analyse und Prozessvergleich binärer Kraftwerke. Von der Fakultät III – Prozesswissenschaften der Technischen Universität Berlin zur Erlangung des akademischen Grades Doktorin der Ingenieurwissenschaften - Dr.-Ing.- genehmigte Dissertation. 23.08.2005.
- [10] H.-J. Allelein, Energietechnik. DOI 10.1007/978-3-8348-2279-6\_15, © Springer Fachmedien Wiesbaden 2013.
- [11] J. Schmidt, J. Mühlenhoff; Erneuerbare Energien 2020 – Potenzials Deutschland. Agentur für Erneuerbare Energien e.V. Stand: Februar 2010.
- [12] H. Paschen, D. Oertel und R. Grünwald; Möglichkeiten geothermischer Stromerzeugung in Deutschland. TAB Arbeitsbericht Nr. 84. Februar 2003.
- [13] T. Weimann; Erfahrungsbericht zu Vorhaben der Tiefen Geothermie und deren Auswirkungen auf die Novellierung des EEG. WFG Wirtschaftsforum Geothermie. September 2011.
- [14] White Book: Clean Power from Deserts; The DESERTEC Concept for Energy, Water and Climate Securit. Trans-Mediterranean Renewable Energy Cooperation TREC. November 2007.

- [15] Referat: Energiegewinnung - Die Energie der Sonne (Solarenergie); unter <<http://www.abipur.de>>; 2018.
- [16] S. Kurzweg, C. Meier; Solarthermie Physikalische Grundlagen der Energieumwandlung. Hauptseminar Experimentalphysik 2005/2006.
- [17] M. Ragwitz; Zukunftsmarkt: Solarthermische Stromerzeugung. Fallstudie im Auftrag des Umweltbundesamtes, Fraunhofer-Institut für System- und Innovationsforschung (ISI), Karlsruhe, 2007.
- [18] Deutsche Solarthermie-Technologie Plattform: DSTTP; Forschungsstrategie Niedertemperatur-Solarthermie 2030 für eine nachhaltige Wärme- und Kälteversorgung Deutschlands. Berlin, 2008 - 2010.
- [19] M. Khennich, N. Galanis, M. Sorin; Comparison of combined heat and power systems using an Organic Rankine Cycle and a low-temperature heat source. *Int. J. Low-Carbon Tech.* (2013). doi: 10.1093/ijlct/ctt028.
- [20] F. Heberle, M. Preißinger, D. Brüggemann; Thermoeconomic evaluation of combined heat and power for geothermal application. *World renewable energy congress 2011*, Sweden.
- [21] BT. Liu, KH Chien, and CC. Wang; Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy* 29 (2004) 1207–1217.
- [22] Y. Dai, J. Wang, L. Gao; Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 576-582.
- [23] B. Saleh, G. Kogelbauer, M. Wendland, J. Fischer; Working fluids for low temperature Organic Rankine Cycles. *Energy* 32 (2007) 1210-1221.
- [24] P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, C. Somayaji; An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 998-1007.
- [25] H. Xi, M. J. Li, C. Xu, Y.-L. He; Parametric optimization of regenerative organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm. *Energy* 58 (2013) 743-482.
- [26] K. H. Kim, S. H. Park; Thermodynamic performance analysis of Organic Rankine Cycle with turbine bleeding under condition of critical bleeding fraction. *International Journal of Mining, Metallurgy & Mechanical Engineering (IJMMME)* 3 (2015) 208 - 212.
- [27] T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang; A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy* 22 (1997) 661-667.

- [28] S. Aghahosseini, I. Dincer; Comparative performance analysis of low-temperature Organic Rankine Cycle (ORC) using pure and zeotropic working fluids. *Applied Thermal Engineering* 54 (2013) 35-42.
- [29] G. Angelino, P. C. di Paliano; Multicomponent Working Fluids For Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy* 23 (1998) 449-463.
- [30] Z. Shengjun, W. Huaixin, G. Tao; Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Applied Energy* 88 (2011) 2740-2754.
- [31] C. Vetter, H. Wiemer, D. Kuhn; Comparison of sub- and supercritical Organic Rankine Cycles for power generation from low-temperature/low-enthalpy geothermal wells, considering specific net power output and efficiency. *Applied Thermal Engineering* 51 (2013) 871-879.
- [32] A. Schuster, S. Karellas, R. Aumann; Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. *Energy* 35 (2010) 1033-1039.
- [33] S. Karellas, A. Schuster, A.-D. Leontaritis; Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design. *Applied Thermal Engineering* 33-34 (2012) 70-76.
- [34] F. Heberle, D. Brüggemann; Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1326-1332.
- [35] K. Kim, H. Ko, S. Kim; Analysis of cogeneration system in series circuit based on regenerative Organic Rankine Cycle. *Advanced Material Research Vol-505* (2012), pp 519-523.
- [36] K. Kim, S. Kim, H. Ko; A thermodynamic analysis of cogeneration system in parallel circuit based on Organic Rankine Cycle. *Advanced Material Research Vol-505* (2012), pp 534-538.
- [37] T. Li , J. Zhu, W. Zhang; Comparative analysis of series and parallel geothermal systems combined power, heat and oil recovery in oilfield. *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 1132-1141.
- [38] F. Marty, S. Serra, S. Sochard, J.-M. Reneaume; Simultaneous optimization of the District Heating Network topology and the Organic Rankine Cycle sizing of a geothermal plant, *Energy* (2018), doi: 10.1016/j.energy.2018.05.110.
- [39] T. Guo, H.X. Wang, S.J. Zhang; Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources. *Energy* 36 (2011) 2639-2649.

- [40] M. Dragan, T. Panait, K. Uzuneanu, G. Coman; Trigenerative plant with Organic Rankine Cycle. "DUNĂREA DE JOS" UNIVERSITY OF GALAȚI, Romania; 02. 2011.
- [41] D. Fiaschi, A. Lifshitz, G. Manfrida, D. Tempesti; An innovative ORC power plant layout for heat and power generation from medium- to low-temperature geothermal resources. *Energy Conversion and Management* 88 (2014) 883-893.
- [42] H.D. Hettiarachchi, M. Golubovic, W. Worek, Y. Ikegami; Optimum design criteria for an Organic Rankine Cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy* 32 (2007) 1698–1706.
- [43] Q. Liu, Y. Duan, Z. Yang; Performance analyses of geothermal organic Rankine cycles with selected hydrocarbon working fluids. *Energy* 63 (2013) 123-132.
- [44] E. Sauret, A. S. Rowlands; Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems. *Energy* 36 (2011) 4460-4467.
- [45] S. Masheiti, B. Agnew and S. Walker; An Evaluation of R134a and R245fa as the Working Fluid in an Organic Rankine Cycle Energized from a Low Temperature Geothermal Energy Source. *Journal of Energy and Power Engineering* 5 (2011) 392-402.
- [46] T. Guo, H. Wang, S. Zhang; Fluid selection for a low-temperature geothermal organic Rankine cycle by energy and exergy. *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2010 Asia-Pacific. IEEE 2010* pp. 1-5.
- [47] T. Guo, H. Wang, S. Zhang; Comparative analysis of CO<sub>2</sub>-based transcritical Rankine cycle and HFC245fa-based subcritical organic Rankine cycle using low-temperature geothermal source. *Science China Technological Sciences* 53 (2010) 1638-1646.
- [48] T. Guo, H. Wang, S. Zhang; Comparative analysis of natural and conventional working fluids for use in transcritical Rankine cycle using low-temperature geothermal source. *International Journal of Energy Research* 35 (2011) 530-544.
- [49] I. H. Aljundi; Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle. *Renewable Energy* 36 (2011) 1196-1202.
- [50] Z. Shengjun, W. Hauixin, G. Tao; Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Applied Energy* 88 (2011) 2740-2754.
- [51] A. Toffolo, A. Lazzaretto, G. Manente, M. Paci; A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems. *Applied Energy* 121 (2014) 219-232.

- [52] W. Liu, D. Meinel, C. Wieland, H. Spliethoff; Investigation of hydrofluoroolefins as potential working fluids in organic Rankine cycle for geothermal power generation. *Energy* 67 (2014) 106-116.
- [53] HT. Wang, H. Wang, Z. Ge, T. Leng; Optimization of the Low-temperature Geothermal Heat Powered Organic Rankine Cycle. *Industrial Heating* 2011-03.
- [54] HT. Wang, H. Wang, Z. Ge, T. Leng; Selection of Working Fluid for Organic Rankine Cycle Used in Mid and Low-Temperature Geothermal Power Plant. *Journal of Kunming University of Science and Technology (Natural Science Edition)* 2012-01.
- [55] H. Hu, L. Wu, L. Zhang; Optimization of Working Fluids for Low Temperature Geothermal Water Power Generation Based on Organic Rankine Cycles. *Electric Power Construction* 2013-05.
- [56] J. Zhu, Y. Lu, C. Ma, Y. Wu; Working fluid selection for organic rankine cycle(ORC) in low temperature geothermal power generation system. *Renewable Energy Resources* 2009-02.
- [57] JF. Liu, JF. Wang, CF. Ma, W. Wang, Y. Zhang; Optimization of cycle parameters in low-medium temperature geothermal power generation. *CIESC Journal* 2011-S1.
- [58] X. Bu, L. Wang, H. Li; Performance analysis and working fluid selection for geothermal energy-powered organic Rankine-vapor compression air conditioning. *Geothermal Energy* 2013, 1:2. [www.geothermal-energy-journal.com/content/1/1/2](http://www.geothermal-energy-journal.com/content/1/1/2).
- [59] H. Zhai, L. Shi, Q. An; Influence of working fluid properties on system performance and screen evaluation indicators for geothermal ORC (organic Rankine cycle) system. *Energy* 74 (2014) 2-11.
- [60] T Li, J Zhu, W Zhang; Performance analysis and improvement of geothermal binary cycle power plant in oilfield. *Journal of Central South University* 20 (2013) 457-465.
- [61] A. Basaran, L. Ozgener; Investigation of the effect of different refrigerants on performances of binary geothermal power plants. *Energy Conversion and Management* 76 (2013) 483-498.
- [62] MA Al-Weshahi, F Latrash, A Anderson; Working fluid selection of low grade heat geothermal Organic Rankine Cycle. *International Journal of Thermal Technologies*, Vol.4, No.1 (March 2014) pp. 6-12.
- [63] M.H. Yang, R.H. Yeh; Economic performances optimization of the transcritical Rankine cycle systems in geothermal application. *Energy Conversion and Management* 95 (2015) 20-31.
- [64] M. Yang, R. Yeh; Economic performances optimization of an organic Rankine cycle system with lower global warming potential working fluids in geothermal application. *Renewable Energy* 85 (2016) 1201–1213.



- [65] P. J. Yekoladio, T. Bello-Ochende, J. P. Meyer; Thermodynamic analysis and performance optimization of organic rankine cycles for the conversion of low-to-moderate grade geothermal heat. *International Journal of Energy Research: Int. J. Energy Res.* 2015; 39:1256-1271.
- [66] M. Welzl, F. Heberle, D. Brüggemann; Experimental evaluation of nucleate pool boiling heat transfer correlations for R245fa and R1233zd(E) in ORC applications. *Renewable Energy*, 12 October 2018, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.09.093>.
- [67] M. Imran, M. Usman, B.-S. Park, Y. Yang; Comparative assessment of Organic Rankine Cycle integration for low temperature geothermal heat source applications. *Energy* 102 (2016) 473-490.
- [68] Y. Baik, M. Kim, K. Chang, Y. Lee, H. Yoon; Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation. *Energy* 47 (2012) 70–76.
- [69] F. Heberle, M. Preißinger, D. Brüggemann; Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources. *Renewable Energy* 37 (2012) 364-370.
- [70] M. Preißinger, F. Heberle, D. Brüggemann; Advanced Organic Rankine Cycle for geothermal application. *Int. J. Low-Carbon Tech.* (2013) doi: 10.1093/ijlct/ctt021.
- [71] Q. Liu, A. Shen, Y. Duan; Parametric optimization and performance analyses of geothermal organic Rankine cycles using R600a/R601a mixtures as working fluids. *Applied Energy* 148 (2015) 410-420.
- [72] A. S. Sabau, H. Yin, S. J. Pawel, M. Gruszkiewicz, J. McFarlane, J. C. Conklin, L. A. Qualls; Mixtures of CO<sub>2</sub>-SF<sub>6</sub> as Working Fluids for Geothermal Plants. *ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition* 4 (2011) 227-235.
- [73] H. Yin, A. S. Sabau, J. C. Conklin, J. McFarlane, L. A. Qualls; Mixtures of SF<sub>6</sub>-CO<sub>2</sub> as working fluids for geothermal power plants. *Applied Energy* 106 (2013) 243-253.
- [74] Z. Kang, J. Zhu, X. Lu, T. Li, X. Wu; Parametric optimization and performance analysis of zeotropic mixtures for an organic Rankine cycle driven by low-medium temperature geothermal fluids. *Applied Thermal Engineering* 89 (2015) 323-331.
- [75] J. Zhu, Z. Kang, Q. An, T. Li; Parametric optimization of organic Rankine cycle with R245fa/R601a as working fluid. *Transactions of Tianjin University* January 2015, Volume 21, Issue 1, pp 69-75.
- [76] C. Yue, D. Han, W. Pu, W. He; Thermal matching performance of a geothermal ORC system using zeotropic working fluids. *Renewable Energy* 2015; 80: 746-54.
- [77] Z. Jialing, K. Zhenhua, A. Qingsong, L. Tailu; Parametric optimization of organic Rankine cycle with R245fa/R601a as working fluid. *Trans Tianjin Univ.* 2015; 21: 69-75.

- [78] T. Li, H. Zhu, W. Fu, K. Hu; Experimental comparison of R245fa and R245fa/R601a for organic Rankine cycle using scroll expander. *Int. J. Energy Res* 2015; 39:202-14.
- [79] M. Kanoglu; Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant. *Geothermics* 31 (2002) 709–724.
- [80] H. Ganjehsarabi, A. Gungor , I. Dincer; Exergetic performance analysis of Dora II geothermal power plant in Turkey. *Energy* 46 (2012) 101-108.
- [81] F. Heberle, M. Preißinger und D. Brüggemann; Konzepte zur effizienteren geothermischen Stromerzeugung auf Basis des Organic Rankine Cycle. Beitrag “Der Geothermiekongress 2009” Bochum, Germany, 17-19 November 2009.
- [82] H. Quick, J. Michael, H. Huber, U. Arslan; History of International geothermal Power Plants and Geothermal Projects in Germany. *Proceedings World Geothermal Congress* 2010; Bali, Indonesia, 25-29 April 2010.
- [83] B. F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis; Low grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 3963-3979.
- [84] Bundesverband Geothermie; unter <<http://www.geothermie.de/>>, 2018.
- [85] R. Greif, T. Ho, S. Mao; Thermal Efficiency from Organic Flash Cycle Commercial Analysis. University of California, Berkeley, 2013.
- [86] F. Vélez, J. J. Segovia, M. C. Martín, G. Antolín, F. Chejne, A. Quijano; A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 4175-4189.
- [87] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort; Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 (2013) 168-186.
- [88] Informationsportal Tiefe Geothermie; unter <<http://www.tiefegeothermie.de>>, 2018.
- [89] Süddeutsche Geothermie-Projekte Gesellschaft; unter <[www.sgg-bayern.de/pro\\_3.shtml](http://www.sgg-bayern.de/pro_3.shtml)>, 2017.
- [90] H. D. Baehr; Thermodynamik, Grundlagen und technische Anwendungen. Zwölfte, neu bearbeitete und erweiterte Auflage. ISBN 3-540-23870-0 Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York; Januar 2005.
- [91] G. Cerbe, G. Wilhelms; Technische Thermodynamik : Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen : mit 40 Tafeln, 130 Beispielen, 137 Aufgaben und 181 Kontrollfragen. 15. Aufl. München : Hanser, ISBN 978-3446415614, 2008.

- [92] P. v. Böckh, T. Wetzel: "Wärmeübertragung, Grundlagen und Praxis", 3. bearb. Aufl., Springer Verlag, ISBN 978-3-642-03042-0, 2009.
- [93] E.W. Lemmon, M.O. McLinden and D.G. Friend; "Thermophysical Properties of Fluid Systems" in NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69, Eds. P.J. Linstrom and W.G. Mallard, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899, doi:10.18434/T4D303.
- [94] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden; NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2013.
- [95] J. Grob; Arbeitsmittelauswahl, Messdatenanalyse und Modellüberprüfung eines Hochtemperatur-Organic-Rankine-Cycle. Dissertation zur Erlangung des Grades Doktor-Ingenieur der Fakultät für Maschinenbau der Ruhr-Universität Bochum. 2013.
- [96] H. Chen, D. Y. Goswami, E. K. Stefanakos; A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 3059-3067.
- [97] B. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, A. Frangoudakis; Fluid selection for a low-temperature solar Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 2468–2476.
- [98] EBSILON®Professional: The Planning Tool for the Power Plant Process; STEAG Energy Services GmbH, System Technologies. [www.ebsilon.com](http://www.ebsilon.com) (2017).
- [99] R. DiPippo; Small geothermal power plants: Design, performance and economics. *GHC BULLETIN*; June 1999.
- [100] M. Habka, S. Ajib; Studying effect of heating plant parameters on performances of a geothermal-fuelled series cogeneration plant based on Organic Rankine Cycle. *Energy Conversion and Management* 78 (2014) 324-337.
- [101] M. Habka, S. Ajib; Determination and evaluation of the operation characteristics for two configurations of combined heat and power systems depending on the heating plant parameters in low-temperature geothermal applications. *Energy Conversion and Management* 76 (2013) 996-1008.
- [102] V. Maizza, A. Maizza; Unconventional working Fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering* 21 (2001) 381-390.
- [103] K. Yang, H. Zhang, Z. Wang, J. Zhang, F. Yang, E. Wang, B. Yao; Study of zeotropic mixtures of ORC (organic Rankine cycle) under engine various operating conditions. *Energy* 58 (2013) 494-510.

- [104] J.-I. Yoon; C.-H. Son; S.-M. Baek; H.-J. Kim; H.-S. Lee; Efficiency comparison of subcritical OTEC power cycle using various working fluids. *Heat Mass Transfer* (2014) 50:985-996. DOI 10.1007/s00231-014-1310-8.
- [105] SOLVAY, Chemicals; unter: [www.solvaychemicals.com](http://www.solvaychemicals.com); Online Publications 2014.
- [106] DuPont, DuPont refrigerants; unter: [www.dupont.com](http://www.dupont.com); Online Publications 2015.
- [107] SOLKANE<sup>®</sup> REFRIGERANT SOFTWARE VERSION 8.0.15; 2015.
- [108] M. Habka, S. Ajib; Evaluation of mixtures performances in Organic Rankine Cycle when utilizing the geothermal water with and without cogeneration. *Applied Energy* 154 (2015) 567–576.
- [109] J.P. Roy, M.K. Mishra, A. Misra; Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle. *Energy* 35 (2010) 5049-5062.
- [110] E. Macchi, A. Perdichizzi; Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with non conventional fluids. *Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Power* 1981;103:718-724.
- [111] C. Invernizzi, P. Iora, and P. Silva; Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 100-110. In [112] T. Ho; *Advanced Organic Vapor Cycles for Improving Thermal Conversion Efficiency in Renewable Energy Systems*. Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering University of California, Berkeley, Spring 2012.
- [113] G. Angelino, C. Invernizzi, E. Macchi; Organic working fluid optimization for space power cycles." in *Modern Research Topics in Aerospace Propulsion*, G. Angelino, L. DeLuca, and W.A. Sirignano, Eds. New York: Springer-Verlag, 1991. In [112] T. Ho; *Advanced Organic Vapor Cycles for Improving Thermal Conversion Efficiency in Renewable Energy Systems*. Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering University of California, Berkeley, Spring 2012.
- [114] H. Gao, C. Liu, C. He, X. Xu, S. Wu and Y. Li; Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery. *Energies* 2012, 5, 3233-3247; doi:10.3390/en5093233; ISSN 1996-1073.
- [115] C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, J. Xu; The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy* 38 (2012) 136-143.
- [116] G. Tao, W. HuaiXin & Z. ShengJun; Comparative analysis of CO<sub>2</sub>-based transcritical Rankine cycle and HFC245fa-based subcritical organic Rankine cycle using low-temperature geothermal source. *SCIENCE CHINA Technological Sciences*, June 2010 Vol.53 No.6: 1638–1646 /doi: 10.1007/s11431-010-3123-4.

- [117] D. Tempesti and D. Fiaschi; Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy. *Energy* 58 (2013) 45-51.
- [118] JR Thome, Engineering databook III. Huntsville, AL: Wolverine Tube, Inc, 2010. In [112] T. Ho; Advanced Organic Vapor Cycles for Improving Thermal Conversion Efficiency in Renewable Energy Systems. Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering University of California, Berkeley, Spring 2012.
- [119] VP Carey, Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena, 2nd ed. New York: Taylor & Francis, 2007. In [112] T. Ho; Advanced Organic Vapor Cycles for Improving Thermal Conversion Efficiency in Renewable Energy Systems. Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering University of California, Berkeley, Spring 2012.
- [120] G.A. Longo, A. Gasparella; Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant vaporisation inside a brazed plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007) 5194-5203.
- [121] G. A. Longo, A. Gasparella; Refrigerant R410A Vaporisation Inside a Small Brazed Plate Heat Exchanger. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University Purdue e-Pubs 2006.
- [122] G. A. Longo; Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant saturated vapour condensation inside a brazed plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 1079-1087.
- [123] M. Habka, S. Ajib; Investigation of novel, hybrid, geothermal-energized cogeneration plants based on organic Rankine cycle. *Energy* 70 (2014) 212-22.
- [124] F. Brunner, B. Wellig, R. Morand; Einführung in die Prozessintegration mit der Pinch-Methode. *Handbuch für die Analyse von kontinuierlichen Prozessen und Batch-Prozessen*. Neuauflage 2015.
- [125] D.J. Entingh, E. Easwaran, L. McLarty; Small geothermal electric systems for remote powering. *Geothermal Resources Council Bulletin*, 1994.
- [126] Chemical Engineering Plant Cost Index. *CHEMICAL ENGINEERING WWW.CHEMENGONLINE.COM*, 2016-2017.
- [127] C. E. C. Rodríguez, J. C.E. Palacio, O. J. Venturini, E. E. S.Lora , V. M. Cobas, D.M. dos Santos, F. R. L. Dotto, V. Gialluca. Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. *Applied Thermal Engineering* 52 (2013) 109-119.
- [128] BDEW Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V.; Strompreis für Haushalte, 2016-2017.
- [129] Bund der Energieverbraucher; Statistiken zur Preisentwicklung von Öl, Gas und Strom; unter <[www.energieverbraucher.de](http://www.energieverbraucher.de)>, 2016-2017.

- [130] Controlling-Portal.de; Cash-Flow Einführung und Überblick über Cashflow-Berechnungsarten; unter < [www.controllingportal.de](http://www.controllingportal.de) >, 2017.
- [131] S. B. Riffat, X. Zhao; A novel hybrid heat pipe solar collector/CHP system-Part I: System design and construction. *Renewable Energy* 29 (2004) 2217–2233.
- [132] S. B. Riffat, X. Zhao; A novel hybrid heat-pipe solar collector/CHP system-Part II: theoretical and experimental investigations. *Renewable Energy* 29 (2004) 1965–1990.
- [133] W. Yagoub, P. Dherty, S.B. Riffat; Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 1604–1610.
- [134] J. Facão and A. C. Oliveira; Analysis of a micro-cogeneration system using hybrid solar/gas collectors. *Int. J. Low-Carbon Tech.* (2006) 1 (4): 285-297.
- [135] J. Facão and A. C. Oliveira; Analysis of a solar assisted micro-cogeneration ORC system. *Int. J. Low-Carbon Tech.* (2008) 3 (4): 254-264.
- [136] J. Facão, A. Palmero-Marrero, A. C. Oliveira; Preliminary thermal analysis of a micro-cogeneration system. *International Conference on Sustainable Energy Technologies*; Seoul, Korea. 2008, pp. 97-102.
- [137] S. Baral and K. C. Kim; Thermodynamic Modeling of the Solar Organic Rankine Cycle with Selected Organic Working Fluids for Cogeneration. *Distributed Generation and Alternative Energy Journal*, Vol. 29, No. 3, 2014, pp. 7-34.
- [138] X.R. Zhang, H. Yamaguchia, D. Unenoa, K. Fujimab, M. Enomotoc, N. Sawadad; Analysis of a novel solar energy-powered Rankine cycle for combined power and heat generation using supercritical carbon dioxide. *Renewable Energy* 31 (2006) 1839-1854.
- [139] D. Ziviani, A. Beyene and M. Venturini; Design, Analysis and Optimization of a Micro-CHP System Based on Organic Rankine Cycle for Ultralow Grade Thermal Energy Recovery. *J. Energy Resour. Technol.* 136(1), 011602 (Sep 12, 2013).
- [140] M. Borunda, O.A. Jaramillo, R. Dorantes, A. Reyes; Organic Rankine Cycle coupling with a Parabolic Trough Solar Power Plant for cogeneration and industrial processes. *Renewable Energy* 86 (2016) 651-663.
- [141] A. Mayere and S. Riffat; A Novel Solar Driven Micro-CHP System: A State of the Art Review. *Journal of Energy and Power engineering*, ISSN 1934-8975. November 2010, Volume 4, No. 11.
- [142] J. Freeman, K. Hellgardt, C. N. Markides; An assessment of solar-powered organic Rankine cycle systems for combined heating and power in UK domestic applications. *Applied Energy* 138 (2015) 605-620.

- [143] J. Freeman, K. Hellgardt, C. N. Markides; Working fluid selection and electrical performance optimisation of a domestic solar-ORC combined heat and power system for year-round operation in the UK. *Applied Energy* 186 (2017) 291–303.
- [144] E. B. L. Ksayer; Design of an ORC system operating with solar heat and producing sanitary hot water. *Energy Procedia* 6 (2011) 389-395.
- [145] A. Ramos, M. A. Chatzopoulou, J. Freeman, C. N. Markides; Optimisation of a high-efficiency solar-driven organic Rankine cycle for applications in the built environment. *Applied Energy* 228 (2018) 755–765.
- [146] M. Wang, J. Wang, Y. Zhao, P. Zhao, Y. Dai; Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors. *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 816-825.
- [147] S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, V. Lemort; Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. *Solar Energy* 85 (2011) 955-966.
- [148] F. Ferrara, A. Gimelli, A. Luongo; Small-scale Concentrated Solar Power (CSP) Plant: ORCs Comparison for Different Organic Fluids. *Energy Procedia* 45 (2014) 217-226.
- [149] H. Zhong-he, Y. Yi-lin, L. Yun; Effect of Working Fluids on Performance of Solar Organic Rankine Cycles. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2012-03.
- [150] H. Zhong-he, Y. Yi-lin; Selection of Working Fluids for Low-temperature Solar Thermal Power Generation Organic Rankine Cycles System. *East China Electric Power*, 2011-06.
- [151] H. Zhong-he, Y. Yi-lin, W. Jing, Z. Qing-yu'; Thermodynamic analysis of low-temperature power generation based on solar organic Rankine cycle. *Journal of North China Electric Power University, Natural Science Edition*, 2011-06.
- [152] X.B. Bu, H.S. Li, L.B. Wang; Performance analysis and working fluids selection of solar powered organic Rankine-vapor compression ice maker. *Solar Energy* 95 (2013) 271-278.
- [153] F. Calise, C. Capuozzo and L. Vanoli; Design and parametric optimization of an organic rankine cycle powered by solar energy. *American Journal of Engineering and Applied Sciences* 6 (2): 178-204, 2013.
- [154] S. Baral, K. C. Kim; Simulation, Validation and Economic Analysis of Solar Powered Organic Rankine Cycle for Electricity Generation. *Journal of Clean Energy Technologies*, Vol. 3, No. 1, 2015, pp. 62-67.
- [155] M. A. M. Amin and F. N. Ani; Performance study of solar thermal binary power cycles. *Jurnal Mekanikal*, December 2011, No 33, 56-69.

- [156] A.S. Nafey, M.A. Sharaf; Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: Energy, exergy, and cost evaluations. *Renewable Energy* 35 (2010) 2571–2580.
- [157] F. A. Al-Sulaiman; Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles. *Energy Conversion and Management* 77 (2014) 441–449.
- [158] A. Ustaoglu, J. Okajima, X. Zhang, S. Maruyama; Evaluation of an Organic Rankine Cycle Using a Non-Imaging Solar Concentrator for Different Working Fluids. *APJES III-III* (2015) 01-07.
- [159] W. Gao, H. Li, G. Xu, Y. Quan; Working fluid selection and preliminary design of a solar organic Rankine cycle system. *Environmental Progress & Sustainable Energy* 34 (2015) 619-626.
- [160] E. Spayde, P. J. Mago, D. Pharm; Evaluation of a solar-powered organic Rankine cycle using dry organic working fluids. *Cogent Engineering* 2-1 (2015); DOI: 10.1080/23311916.2015.1085300.
- [161] E. D. Kerme, J. Orfi; Exergy-based thermodynamic analysis of solar driven organic rankine cycle. *Journal of Thermal Engineering* 1 (2015) 192-202.
- [162] D. Scardigno, E. Fanelli, A. Viggiano, G. Braccio, V. Magi; A genetic optimization of a hybrid organic Rankine plant for solar and low-grade energy sources. *Energy* 91 (2015) 807-815.
- [163] M. Ashouri, F. R. Astaraei, R. Ghasempour, M.H. Ahmadi and M. Feidt; Thermodynamic and economic evaluation of a small-scale organic Rankine cycle integrated with a concentrating solar collector. *Int. J. Low-Carbon Tech.* (2015); doi: 10.1093/ijlct/ctv025.
- [164] H. Hajabdollahi, A. Ganjehkaviri, M. N. M.Jaafar; Thermo-economic optimization of RSORC (regenerative solar organic Rankine cycle) considering hourly analysis. *Energy* 87 (2015) 369-380.
- [165] G. Xu, G. Song, X. Zhu, W. Gao, H. Li, Y. Quan; Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by linear Fresnel reflector solar concentrator. *Applied Thermal Engineering* 80 (2015) 196-204.
- [166] J. Li, J. Z. Alvi, G. Pei, J. Ji, P. Li, H. Fu; Effect of working fluids on the performance of a novel direct vapor generation solar organic Rankine cycle system. *Applied Thermal Engineering* 98 (2016) 786-797.
- [167] G. Pei, J. Li, J. Ji; Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 998–1004.



- [168] J. Li, G. Pei, J. Ji; Optimization of low temperature solar thermal electric generation with Organic Rankine Cycle in different areas. *Applied Energy* 87 (2010) 3355-3365.
- [169] J.L. Wang, L. Zhao, X.D. Wang; A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle. *Applied Energy* 87 (2010) 3366-3373.
- [170] Z. Li, W. Xiaodong, Z. Qi; Analysis of zeotropic mixtures used in low temperature solar Rankine Cycle system. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2009-06.
- [171] X.D. Wang, L. Zhao; Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation. *Solar Energy* 83 (2009) 605–613.
- [172] P. Mavrou, A. I. Papadopoulos, M. Stijepovic, P. Seferlis, P. Linke, S. Voutetakis; Assessment of Working Fluid Mixtures for Solar Organic Rankine Cycles. *CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS*. VOL. 39, 2014, 283-288.
- [173] P. Mavrou, A. I. Papadopoulos, P. Seferlis, P. Linke, S. Voutetakis; Selection of working fluid mixtures for flexible Organic Rankine Cycles under operating variability through a systematic nonlinear sensitivity analysis approach. *Applied Thermal Engineering* 89 (2015) 1054-1067.
- [174] P. Mavrou, A. I. Papadopoulos, M. Z. Stijepovic, P. Seferlis, P. Linke, S. Voutetakis; Novel and conventional working fluid mixtures for solar Rankine cycles: Performance assessment and multi-criteria selection. *Applied Thermal Engineering* 75 (2015) 384-396.
- [175] J. J. Bao, L. Zhao, W.Z. Zhang; A novel auto-cascade low-temperature solar Rankine cycle system for power generation. *Solar Energy* 85 (2011) 2710-2719.
- [176] D. Tempesti, G. Manfrida, D. Fiaschi; Thermodynamic analysis of two micro CHP systems operating with geothermal and solar energy. *Applied Energy* 97 (2012) 609-617.
- [177] M. Astolfi, L. Xodo, M. C. Romano, E. Macchi; Technical and economical analysis of a solar-geothermal hybrid plant based on an Organic Rankine Cycle. *Geothermics* 40 (2011) 58-68.
- [178] C. Zhou; Hybridisation of solar and geothermal energy in both subcritical and supercritical Organic Rankine Cycles. *Energy Conversion and Management* 81 (2014) 72-82.
- [179] M. Geyer; Solarthermische Kraftwerke -Technologie und Perspektiven. *FVS Themen* 2002.
- [180] C. Richter, S. Teske, J. A. Nebrera; Concentrating solar power - global outlook 09. Greenpeace International, Solar PACES and ESTELA 2009.
- [181] Power; unter [www.powermag.com/saguaro-solar-power-plant-red-rock-arizona/](http://www.powermag.com/saguaro-solar-power-plant-red-rock-arizona/), 2016.

- [182] S. Quoilin, V. Lemort; Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems. 5<sup>th</sup> European Conference Economics And Management Of Energy In Industry. Portugal 14-17 April 2009.
- [183] power-technology.com; unter <www.power-technology.com/>, 2016.
- [184] NREL: National Renewable Energy Laboratory; unter < www.nrel.gov>, 2016.
- [185] M. Kane, D. Larrain, D. Favrat, V. Allani; Small hybrid solar power system. Energy 28 (2003) 1427-1443.
- [186] V.M. Nguyen, P.S. Doherty, S.B. Riffat; Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system. Applied Thermal Engineering 21 (2001) 169-181.
- [187] A.R. Higgo, T.J. Zhang; Characterization of a Compact Organic Rankine Cycle Prototype for Low-grade Transient Solar Energy Conversion. Energy Procedia 69 (2015) 1113-1122.
- [188] F. Calise, M. D. d'Accadia, M. Vicidomini, M. Scarpellino; Design and simulation of a prototype of a small-scale solar CHP system based on evacuated flat-plate solar collectors and Organic Rankine Cycle. Energy Conversion and Management 90 (2015) 347-363.
- [189] H. Drück; Solarthermie I (Manuskript). Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen. Universität Stuttgart. 2012.
- [190] U. Eicker; Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik, ISBN 3835632027, 75th edition 2011/2012.
- [191] System Design Guidelines; Viessmann solar collectors, 05.2008.
- [192] Handbuch; ESTEC EnergieSparTechnik GmbH. Version 09.2006.
- [193] P. Kovacs, M. Persson, P. Wahlgren, S. Jensen, Summary report: pressure drop over a solar flat plate collector using various heat transfer fluids. QAISt Quality Assurance in solar thermal heating and cooling technology. Intelligent Energy Europe; 25.05.2012.
- [194] X. A. Wang and L. G. WU; Analysis and performance of flat-plate solar collector arrays. Solar Energy 45 (1990) 71-78.
- [195] M. Picón-Núñez, G. Martínez-Rodríguez, A. L. Fuentes-Silva; Thermo-hydraulic Design of Solar Collector Networks for Industrial Applications. Chemical engineering transactions. VOL. 35, 2013.
- [196] S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche, V. Lemort; Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 2885-2893.

- [197] M. Li, J. Wang, S. Li, X. Wang, W. He, Y. Dai; Thermo-economic analysis and comparison of a CO<sub>2</sub> transcritical power cycle and an organic Rankine cycle. *Geothermics* 50 (2014) 101-111.
- [198] J. Fan, L. J. Shah, S. Furbo; Flow distribution in a solar collector panel with horizontally inclined absorber strips. *Solar Energy* 81 (2007) 1501–1511.
- [199] D. H. Kim, H. W. Byun, S. H. Yoon, C. H. Song, K. H. Lee, O. J. Kim; The Latest Review of Low GWP (<100) HFO Refrigerants and Studies on the Pool Boiling Heat Transfer. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*. Vol. 24, No. 4 (2016) 1630009. Doi: 10.1142/S2010132516300093.
- [200] Energie-Atlas-Bayern; unter <<https://www.energieatlas.bayern.de/>>, 2015.
- [201] M. Habka and S. Ajib; Performance estimation of mixtures in solar Organic Rankine Cycle with two mini cogeneration options for improvement purpose. *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 16 (2016) 174-189.
- [202] M. Habka and S. Ajib; Analytical and Comparative Study of a Mini Solar-Powered Cogeneration Unit Based on Organic Rankine cycle for Low-Temperature Applications. *Global Journal of Energy Technology Research Updates*, 2014, 1, 40-56.
- [203] Kalina AI.; Generation of energy by means of a working fluid, and regenera- tion of a working fluid. United States Patent 4346561. Filed date: Aug. 31, 1982.
- [204] Kalina AI.; Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. American Society of Mechanical Engineers, 1983, New York, Paper No. 83-JPGC-GT-3, 1–5.
- [205] Kalina AI.; Combined-cycle system with novel bottoming cycle. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1984;106:737–42.
- [206] X. Zhang, M. He, Y. Zhang; A review of research on the Kalina cycle; *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 5309-5318.
- [207] S. Ogriseck; Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 2843–2848.
- [208] C. Dejfors, E. Thorin, Svedberg; Ammonia-Water Power cycle for Direct Fired Cogeneration applications. *Energy conversion and management*, Vol. 39, pp.16-18, 1997.
- [209] R. S. Murugan, P. M. V. Subbarao; Thermodynamic Analysis of Rankine-Kalina Combined Cycle. *Int. J. of Thermodynamics* Vol. 11 (No. 3), pp. 133-141, September 2008.

- [210] M. Mirolli; Commercialization of the Kalina Cycle for Power Generation and its Potential Impact on CO<sub>2</sub> Emissions. Exergy Inc. 22320 Foothill Blvd. Suite 540, Hayward, California 94541. May 2001.
- [211] R. M. Enick, G.P. Donahey, M. Holsinger; Modeling the high-pressure ammonia–water system with WATAM and the Peng–Robinson equation of state for Kalina cycle studies. *Ind. Eng. Chem. Res.* 1998, 37, 1644-1650.
- [212] P. K. Nag and A. V. S. S. K. S. Gupta; Exergy analysis of the Kalina cycle. *Applied Thermal Engineering* Vol. 18, No. 6, pp. 427-439, 1998.
- [213] E. Thorin, C. Dejfors, G. Svedberg; Thermodynamic properties of ammonia– water mixtures for power cycles. *International Journal of Thermophysics* 1998, 19 (2):501–510.
- [214] E. Thorin; Comparison of Correlations for Predicting Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures. *International Journal of Thermophysics* 2000, 21 (4): 853–870.
- [215] C. H. Marston; Parametric Analysis of the Kalina Cycle; *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* JANUARY 1990, Vol. 112 /107. Copyright © 1990 by ASME.
- [216] M. B. IBRAHIM, R. M. KOVACH; A Kalina Cycle Application for Power Generation. THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS New York, Copyright © 1991 by ASME.
- [217] J. Patek and J. Klomfar; Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *Int. J. Refrig.* Vol. 18, No. 4, pp. 228-234, 1995.
- [218] CH. Marston, M. Hyre; Gas turbine bottoming cycles. Triple-Pressure Steam Versus Kalina. *Transactions of the ASME* January 1995;117:10-5.
- [219] H. D. M. Hettiarachchi; M. Golubovic, W. M. Worek; The Performance of the Kalina Cycle System 11 (KCS-11) With Low-Temperature Heat Sources. *Journal of Energy Resources Technology* Copyright © 2007 by ASME SEPTEMBER 2007, Vol. 129 / 243-247.
- [220] Y. Zhang, M. HE, Z. Jia, X. Liu; First law-based thermodynamic analysis on Kalina cycle. *Energy Power Eng. China* 2008, 2 (2): 145–151.
- [221] P.A. Lolos, E.D. Rogdakis; A Kalina power cycle driven by renewable energy sources. *Energy* 34 (2009) 457–464.
- [222] Nasruddin, R. Usvika, M. Rifaldi, A. Noor; Energy and exergy analysis of Kalina Cycle System (KCS) 34 with mass fraction ammonia–water mixture variation. *Journal of Mechanical Science and Technology* 2009; 23:1871-6.

- [223] O. Arslan, Exergoeconomic evaluation of electricity generation by the medium temperature geothermal resources, using a Kalina cycle: Simav case study. *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 1866-1873.
- [224] W. Fu, J. Zhu, W. Zhang, Z. Lu; Performance evaluation of Kalina cycle subsystem on geothermal power generation in the oilfield. *Applied Thermal Engineering* 54 (2013) 497-506.
- [225] K. Deepak, and A.V.S.S.K.S. Gupta; Thermal Performance of Geothermal Power Plant with Kalina Cycle System. *International Journal of Thermal Technologies* E-ISSN 2277 - 4114, 2014.
- [226] Z. Zhang, Z. Guo, Y. Chen, J. Wu, J. Hua; Power generation and heating performances of integrated system of ammonia-water Kalina-Rankine cycle. *Energy Conversion and Management* 92 (2015) 517–522.
- [227] E. Wang, Z. Yu; A numerical analysis of a composition-adjustable Kalina cycle power plant for power generation from low-temperature geothermal sources. *Applied Energy* 180 (2016) 834–848.
- [228] G. Wall, C. C. Chuang, M. Ishida; Exergy study of the Kalina cycle. 1989 American Society of Mechanical Engineers (ASME), Winter Annual Meeting (WAM) San Francisco, California, December 10-15, 1989.
- [229] J. Wang, Y. Dai, L. Gao; Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. *Applied Energy* 86 (2009) 941–948.
- [230] P. Bombarda, C. M. Invernizzi, C. Pietra; Heat recovery from diesel engines a thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 212–219.
- [231] Z. Guzovic, D. Loncar, N. Ferdelji; Possibilities of electricity generation in the Republic of Croatia by means of geothermal energy. *Energy* 35 (2010) 3429-3440.
- [232] D. Walraven, B. Laenen, W. D’haeseleer; Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources. *Energy Conversion and Management* 66 (2013) 220–233.
- [233] U. Drescher; Optimierungspotential des Organic Rankine Cycle für biomassebefeuerte und geothermische Wärmequellen. Dissertation, LTTH, Universität Bayreuth, 2007, ISBN 978-3-8325-1912-4, Logos-Verlag, Berlin, 2007.
- [234] N. Shokati, F. Ranjbar, M. Yari; Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study. *Renewable Energy* 83 (2015) 527-542.
- [235] Whittaker P. Corrosion in the Kalina cycle, An investigation into corrosion problems at the Kalina cycle geothermal power plant in Husavik, Iceland (Master thesis). A

Master's thesis done at RES | the School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri. Akureyri, February 2009.

[236] Thyssenkrupp Materials Europe GmbH; Werkstoffblatt TK 1.4462 03/2006.

## Veröffentlichungen

- 2013 M. Habka and S. Ajib; "Studying effect of heating plant parameters on performances of a geothermal-fuelled series cogeneration plant based on Organic Rankine Cycle." *Energy Conversion and Management* 78 (2013): 324-337.
- 2013 M. Habka and S. Ajib; "Determination and evaluation of the operation characteristics for two configurations of combined heat and power systems depending on the heating plant parameters in low-temperature geothermal applications." *Energy Conversion and Management* 76 (2013): 996-1008.
- 2014 M. Habka and S. Ajib; "Investigation of novel, hybrid, geothermal-energized cogeneration plants based on organic Rankine cycle." *Energy* 70 (2014): 212-222.
- 2014 M. Habka and S. Ajib; "Analytical and comparative study of a mini solar-powered cogeneration unit based on Organic Rankine Cycle for low-temperature applications". *Global Journal of Energy Technology Research Updates*, 2014, 1, 40-56.
- 2015 M. Habka and S. Ajib; "Evaluation of mixtures performances in Organic Rankine Cycle when utilizing the geothermal water with and without cogeneration." *Applied Energy* 154 (2015): 567-576.
- 2016 M. Habka and S. Ajib; "Performance estimation of mixtures in solar Organic Rankine Cycle with two mini cogeneration options for improvement purpose." *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 16 (2016): 174-189.
- 2017 S. Djimli ,A. Chaker, S. Ajib, M. Habka; "Studying the Possibility of a Combined Hybrid Solar Chimney Power Plant with a Gas Turbine. " *Environmental Progress & Sustainable Energy* 2017. DOI 10.1002/ep.

## Nomenklatur

### Formelzeichen

$T$	Temperatur [°C]
$P$	Druck [bar]
$v$	spezifisches Volumen [m <sup>3</sup> /kg]
$s$	spezifische Entropie [kJ/kg·K]
$S$	Entropie [kJ/ K]
$h$	spezifische Enthalpie [kJ/kg]
$n$	Exponent-Wert der Taulinie-Steigung [-]
$C_p$	spezifische isobare Wärmekapazität [kJ/kg·K]
$\dot{H}$	Enthalpiestrom [kW]
$\dot{V}$	Volumenstrom [m <sup>3</sup> /s]
$\dot{m}$	Massenstrom [kg/s]
$t$	Zeit [s]; Zinsenrate der Kapitalkosten [%]
$\dot{E}$	Energiestrom [kW]
$\dot{W}$	Technischer Arbeitsstrom (Leistung) [kW]
$w$	spezifische Arbeit [kJ/kg]
$\dot{Q}$	Wärmestrom [kW]
$\dot{E}_x$	Exergiestrom [kW]
$\dot{I}$	Exergievernichtung [kW]
$\dot{S}$	Entropiestrom [kW/K]
$x$	Trockenheitsgrad des Dampfes [-]
$Sh$	Schritt für die Druckvariation [-]
$SZ$	Schrittzahl für die Druckvariation [-]
$RA$	Relative Abweichung [%]
$y$	Wertzeichen [-]
$PR$	eng. Pressure Ratio (Druckverhältnis) [-]
$VFR$	eng. Volumetric Flow Ratio (Volumetrisches Expansionsverhältnis) [-]



$q$	Wärmestromdichte [kJ/kg]
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]
$A$	Fläche [ $\text{m}^2$ ]
$k \cdot A$	Wärmeübertragungskapazität [kW/K]
$R$	Flächenbezogener Gesamtwärmewiderstand [K/W]
$\ln$	natürlicher Logarithmus [-]
$SP$	eng. Size Parameter [m]
$K$	Kosten [€]
$X$	Komponentenkapazität [kW o.a. $\text{m}^2$ ]; Massenkonzentration [%]
$F$	Modifikationsfaktor nach Kostenindex [-]
$CF$	eng. Cash Flow [€]
$Einn.$	Einnahme [€]
$\overline{Einn.}$	Mittlere Einnahme [€]
$Aufw.$	Aufwand [€]
$\overline{Aufw.}$	Mittlerer Aufwand [€]
$LZ$	Laufzeit [a]
$r$	Zähler-Wert der Laufzeit [-]
$g$	Erhöhungsfaktor der Betriebs- und Wartungskosten [%/a]
$j$	Erhöhungsfaktor der Energiepreise [%/a]
$StP$	Strompreis [€/kWh]
$WäP$	Wärmepreis [€/kWh]
$BS$	Jährliche Betriebsstunden [h/a]
$G$	Globalstrahlung [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$F'$	Kollektorwirkungsgradfaktor [-]
$f$	Leistungsfraktion (KWK-Verhältnis) [-]
$a_1$	Wärmeverlustkoeffizient 1-ter Ordnung [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]
$a_2$	Wärmeverlustkoeffizient 2-ter Ordnung [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^2$ ]
$r_H$	Verhältnis der Massenflussrate [-]

### Griechische Symbole

$\eta$	Wirkungsgrad [%]
$\Delta$	Differenz [-]
$\Sigma$	Summe [-]
$\zeta = \frac{ds}{dT}$	Index für Steigung der gesättigten Dampfkurve [kJ/kg·K <sup>2</sup> ]
$\omega$	Skalierungsexponent der Komponentenkosten [-]
$\tau$	Transmissionskoeffizient [-]
$\alpha$	Wärmeübergangszahl [W/m <sup>2</sup> ·K], Absorptionskoeffizient [-]
$\rho$	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Dynamische Viskosität [kg/m·s]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit [W/m·K]

### Indices

<i>WT</i>	Wärmeträger
<i>Ver</i>	Verdampfer, Verdampfung
<i>Vor</i>	Vorwärmer, Vorwärmung
<i>Kon</i>	Kondensator, Kondensation
<i>ab</i>	abgeführt
<i>zu</i>	zugeführt
<i>P</i>	Pumpe
<i>T</i>	Turbine
<i>el</i>	elektrisch
<i>is</i>	isentropisch
0	Totzustandsbedingung (Umgebung); Anfangswert
1 ... 13	Zustandspunkte
<i>pp</i>	Pinch-Punkt
<i>r</i>	reduziert
<i>Sys</i>	System
<i>ein</i>	Eintritt
<i>aus</i>	Austritt

<i>i</i>	Komponentenindex
<i>j</i>	Wärmereservoirindex
<i>irr</i>	irreversible
<i>Q</i>	Wärmeindex
<i>AM</i>	Arbeitsmittel
<i>KW</i>	Kühlwasser
<i>n</i>	netto
<i>th</i>	thermisch
<i>Ex</i>	Exergie
<i>kr</i>	kritisch
<i>sl</i>	Siedelinie
<i>tl</i>	Taulinie
<i>max</i>	maximal
<i>Akt</i>	aktuell
<i>Ref</i>	Referenz
<i>lat</i>	latent
<i>GW</i>	Geothermalwasser
<i>HS</i>	Heizsystem
<i>vor</i>	Vorlauf
<i>rück</i>	Rücklauf
<i>auf</i>	aufgewendet
<i>nutz</i>	nutz
<i>un</i>	ungenutzt
<i>op</i>	optimal
<i>m</i>	Mittel
<i>log</i>	logarithmisch
<i>groß</i>	groß
<i>klein</i>	klein
<i>F</i>	Fluid
<i>HB</i>	Hybrid

<i>SM</i>	Serienmodell; Solarmedium
<i>Inb</i>	Inbetriebnahme
<i>P&amp;M</i>	Planung und Montage
<i>unvor</i>	unvorhergesehen
<i>Modul</i>	Modul
<i>an</i>	Anfang
<i>mec</i>	mechanisch
<i>KT</i>	Kühlturm
<i>KI</i>	Kostenindex
<i>WÜ</i>	Wärmeübertrager
<i>direkt</i>	direkt
<i>Epl</i>	Exploration
<i>FW</i>	Fernwärme
<i>Sons</i>	Sonstige
<i>B&amp;W</i>	Betrieb & Wartung
<i>ges</i>	gesamt
<i>Gen</i>	Generator
<i>Kol</i>	Kollektor
<i>refl</i>	reflektiert
<i>verl</i>	verloren
<i>AB</i>	Absorber
<i>opt</i>	optisch
<i>mot</i>	Motor
<i>ext</i>	extern
<i>äq</i>	äquivalent
<i>KWK</i>	Kraft-Wärme-Kopplung
<i>ORC</i>	Organic Rankine Cycle
<i>tot</i>	total
<i>LT</i>	eng. Low Temperature
<i>HT</i>	eng. High Temperature

### Abkürzungen

ORC	Organic Rankine Cycle
KCS	Kalina Cycle System
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
PM	Parallelmodell
SM	Serienmodell / Solarmedium
HB	Hybrid
AGEE	Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik
WFG	Wirtschaftsforum Geothermie
ct	Cent
W	Watt
kW	Kilowatt
GW	Gigawatt
MW	Megawatt
TWh	Terawatt Stunde
°C	Grad Celsius
h	eng. hour (Stunde)
a	eng. annual (Jahr)
KW	Kühlwasser
GW	Geothermalwasser
NIST	National Institute of Standards and Technology
ODP	eng. Ozone Depletion Potential
GWP	eng. Global Warming Potential
WGK	Wassergefährdungsklasse
RB	Randbedingung
AM	Arbeitsmittel
WT	Wärmeträger
EV	Effizienzverschlechterung
LMTD	Logarithmische Mittlere Temperaturdifferenz
ZVORC	Zwei-Vorwärmer-Organic-Rankine-Cycle

ZVAORC	Zwei-Verdampfungs-Aggregat-Organic-Rankine-Cycle
BORC	Basischer Organic-Rankine-Cycle
NDVA	Niederdruckverdampfungsaggregat
HDVA	Hochdruckverdampfungsaggregat
GCC	Grand Composite Curve
CEPCI	Chemical Engineering Plant Cost Index
PV	Photovoltaik
LS	Linienfokussierende Solarsysteme
CSP	eng. Concentrated Solar Power
SM	Serienmodell; Solarmedium
EPFL	Ecole Polytechnique Federale de Lausanne
NELHA	Natural Energy Laboratory of Hawaii Authority
EN 12975-1	Europäische Norm für Solarkollektoren
Ko-Methode	Konventionelle Methode
S-Methode	Serien-Methode
LT	eng. Low Temperature
HT	eng. High Temperature

### **Dimensionslose Kennzahlen**

Re	Reynolds-Zahl [-]
Pr	Prandtl-Zahl [-]
Nu	Nusselt-Zahl [-]

**Abbildungsverzeichnis**

<b>Abb. 1.1:</b>	Entwicklung des Anteils erneuerbarer Energien am Primärenergieverbrauch in Deutschland. Quelle: Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik (AGEE-Stat.), Stand Februar 2017 [3] .....	1
<b>Abb. 2.1:</b>	Vereinfachtes Schaltschema des Basis-ORC .....	7
<b>Abb. 2.2:</b>	$T, s$ -Diagramm des Kreisprozesses mit R134a.....	8
<b>Abb. 2.3:</b>	$T, s$ -Diagramm des Kreisprozesses mit dem nassen R717 (a), isentropen R134a (b) und trockenen R227ea (c) als Beispiele .....	9
<b>Abb. 2.4:</b>	Prozessverfahren mit einem internen Rekuperator (links) und das entsprechende $T, s$ -Diagramm (rechts).....	10
<b>Abb. 2.5:</b>	Prozessverfahren mit einem offenen Regenerator (Mischer) (links) und das entsprechende $T, s$ -Diagramm (rechts).....	11
<b>Abb. 2.6:</b>	Prozessverfahren mit Überhitzung des Frischdampfes (links) und das entsprechende $T, s$ -Diagramm (rechts).....	11
<b>Abb. 2.7:</b>	Prozessverfahren mit den zeotropen Gemischen (links) und das entsprechende $T, s$ -Diagramm (rechts).....	12
<b>Abb. 2.8:</b>	Prozessverfahren mit der transkritischen Fahrweise (links) und das entsprechende $T, s$ -Diagramm (rechts). .....	13
<b>Abb. 2.9:</b>	Gebräuchliche Verschaltungen geothermischer Heizkraftwerke: Parallel- (links) und Serienschaltung (rechts).....	14
<b>Abb. 2.10:</b>	Geothermische Heizkraftwerke mit Mehrwärmeverbrauchern .....	15
<b>Abb. 3.1:</b>	Entropiebilanz eines Kontrollvolumens .....	23
<b>Abb. 3.2:</b>	Ablaufplan einer Methodik zur statischen Kreisprozessauslegung.....	33
<b>Abb. 3.3:</b>	Verifizierung der Berechnungsmethodik durch den Ergebnisvergleich mit Saleh et al. [23] .....	36
<b>Abb. 4.1:</b>	Detaillierte ORC-Parameter als geothermisches eigenständiges Kraftwerk .....	39
<b>Abb. 4.2:</b>	Detaillierte parametrische Darstellung des geothermischen KWK-Serienmodells (ORC/Heizsystem).....	41
<b>Abb. 4.3:</b>	Detaillierte parametrische Darstellung des geothermischen KWK-Parallelmodells (ORC/Heizsystem).....	42
<b>Abb. 4.4:</b>	Exergiebilanz bei Input-Output-Betrachtung .....	43
<b>Abb. 4.5:</b>	Nettoleistung (oben) und Auskühlungstemperatur (unten) mit vier standard. Reinfluiden in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur / $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	47
<b>Abb. 4.6:</b>	Massenstrom (rechts) und spezifische Nutzarbeit (links) mit vier standard. Reinfluiden in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur / $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	47
<b>Abb. 4.7:</b>	Thermischer (links) und exergetischer (rechts) Wirkungsgrad mit vier standard. Reinfluiden in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur / $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	48
<b>Abb. 4.8:</b>	Exergieverluste mit vier standard. Reinfluiden in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur / $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	48
<b>Abb. 4.9:</b>	Nettoleistung (oben) und Auskühlungstemperatur (unten) mit vier standard. Reinfluiden in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur / $T_{GW,ein}=120\text{ °C}$ .....	49

<b>Abb. 4.10:</b> Verteilung der Exergieströme im Falle des Serien- (SM) und des Parallelmodells (PM) bei Variation der Heizlast und unveränderten Vor- und Rücklauf-temperaturen (bei 75/50 °C) des Heizsystems; R134a / $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	51
<b>Abb. 4.11:</b> Temperaturverläufe im Heizsystem (rechts) und Kreisprozess (links) im Falle des Serien- (SM) und des Parallelmodells (PM) bei Variation der Heizlast und unveränderten Vor- und Rücklauftemperaturen (bei 75/50 °C) des Heizsystems; R134a / $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	52
<b>Abb. 4.12:</b> Teilmassenströme als Verhältnisse des totalen Massenstroms des Geothermalwassers im Falle des Parallelmodells (PM) bei Variation der Heizlast und unveränderten Vor- und Rücklauftemperaturen (bei 75/50 °C) des Heizsystems; R134a / $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	53
<b>Abb. 4.13:</b> Temperaturverläufe im Heizsystem (rechts) und Kreisprozess (links) bei Variation der Vorlauf-temperatur und zwei Heizlasten des Heizsystems im Falle des Serienmodells (SM) bei unveränderter Rücklauf-temperatur 50 °C; R134a/ $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	54
<b>Abb. 4.14:</b> Temperaturverläufe im Heizsystem (rechts) und Kreisprozess (links) bei Variation der Rücklauf-temperatur und zwei Heizlasten des Heizsystems im Falle des Serienmodells (SM) bei unveränderter Vorlauf-temperatur 75 °C; R134a/ $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	55
<b>Abb. 4.15:</b> Teilmassenströme als Verhältnisse des totalen Massenstroms des Geothermalwassers bei Variation der Rücklauf-temperatur und zwei Heizlasten des Heizsystems im Falle des Parallelmodells (PM) bei unveränderter Vorlauf-temperatur 75 °C; $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	56
<b>Abb. 4.16:</b> Leistungsfähigkeit von vier standard. Reinfluiden mit dem Serien- und Parallelmodell bei Variation der Heizlast und konstanten Vor- und Rücklauf-temperaturen (bei 75/50 °C) des Heizsystems; $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	57
<b>Abb. 4.17:</b> Leistungserzeugung durchs Serien- und Parallelmodell bei Variation der Heizlast des Heizsystems und vier Quellentemperaturen; R601a als Arbeitsmittel, Vor- und Rücklauf-temperaturen konstant bei 75/50 °C .....	58
<b>Abb. 5.1:</b> Steigung der Taulinie der für die geothermische Verstromung potenziellen Gemische im $T, s$ -Diagramm .....	61
<b>Abb. 5.2:</b> Maximal mögliche Nettogleistung und exergetischer Wirkungsgrad mit den potenziellen Gemischen / $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	62
<b>Abb. 5.3:</b> Wärmeträgertemperatur am Kreisprozessaustritt mit den potenziellen Gemischen / $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	63
<b>Abb. 5.4:</b> Thermischer Wirkungsgrad und umgesetzter Wärmestrom mit den potenziellen Gemischen / $T_{GW,ein}=100\text{ °C}$ .....	64
<b>Abb. 5.5:</b> Maximal mögliche Nettogleistung mit den potenziellen Gemischen bei verschiedenen Quellentemperaturen .....	64
<b>Abb. 5.6:</b> Einfluss der Differenz zwischen der kritischen Temperatur des Gemisches und der Quellentemperatur auf die Nettogleistung (1), umlaufende Masse (2), Auskühlungstemperatur (3) und spezifische Arbeit (4) mit R438A .....	65



<b>Abb. 5.7:</b>	Exergetischer (links) und thermischer (rechts) Wirkungsgrad mit R438A für verschiedene Differenzen zwischen der kritischen Temperatur des Gemisches und der Quelltemperatur .....	66
<b>Abb. 5.8:</b>	Temperaturprofile der Wärmezufuhr in $T, s$ -Darstellung mit R438A für verschiedene Differenzen zwischen der kritischen Temperatur des Gemisches und der Quelltemperatur .....	67
<b>Abb. 5.9:</b>	Trockenheitsgrad des Dampfes am Turbinenaustritt mit den potenziellen Gemischen .....	68
<b>Abb. 5.10:</b>	Relation der Nettoleistung und des Trockenheitsgrades mit R410A bei Variation des Verdampfungsdrucks .....	69
<b>Abb. 5.11:</b>	Fluidabhängige, gesamte erforderliche Wärmeübertragungskapazitäten ( $k \cdot A$ -Wert) der Wärmeübertrager .....	73
<b>Abb. 5.12:</b>	Fluidabhängige, spezifische Wärmeübertragungskapazitäten ( $k \cdot A$ -Wert) der Wärmeübertrager .....	73
<b>Abb. 5.13:</b>	Verlauf der Geothermalwassertemperatur am Kreisprozessaustritt mit verschiedenen Gemischen in Abhängigkeit des Verdampfungsdrucks.....	76
<b>Abb. 5.14:</b>	Nettoleistung (oben) sowie exergetischer Wirkungsgrad (unten) mit R438A, R422A und R22M gegenüber R227ea im Parallelmodell sowie im Vergleich zu R601a im Serienmodell in Abhängigkeit der Quelltemperatur .....	77
<b>Abb. 5.15:</b>	Nettoleistung mit R422A und R22M gegenüber R227ea im Parallelmodell sowie im Vergleich zu R601a im Serienmodell bei Variation der Heizlast des Heizsystems und zwei Quelltemperaturen .....	78
<b>Abb. 6.1:</b>	Schaltschema mit parametrischer Darstellung und Temperaturprofilen sowie Wirkungsprinzip des geothermischen KWK-Hybridsystems (HB1) mit Zwei-Vorwärmer-Prozess (ZVORC) .....	80
<b>Abb. 6.2:</b>	Druck-Nettoleistung-Diagramm für übliche reine Arbeitsmittel .....	81
<b>Abb. 6.3:</b>	Schaltschema mit parametrischer Darstellung und Temperaturprofilen sowie Wirkungsprinzip des geothermischen KWK-Hybridsystems (HB2) mit Zwei-Verdampfungsaggregat-Prozess (ZVAORC) .....	83
<b>Abb. 6.4:</b>	Schaltschema mit parametrischer Darstellung und Temperaturprofilen sowie Wirkungsprinzip des geothermischen KWK-Hybridsystems (HB3) mit Zwei-Verdampfungsaggregat-Prozess (ZVAORC) .....	85
<b>Abb. 6.5:</b>	Schaltschema mit parametrischer Darstellung und Temperaturprofilen sowie Wirkungsprinzip des geothermischen KWK-Hybridsystems (HB4) durch Aufspaltung des Geothermalwasserstroms bei sensibler Wärmezufuhrphase im Basis-ORC (BORC) .....	87
<b>Abb. 6.6:</b>	Nettoleistung der Hybridmodelle der KWK bei Variation der Heizlast und konstanten Vor- und Rücklauftemperaturen (bei 75/50 °C) des Heizsystems ; R134a/ $T_{GW, ein} = 100$ °C .....	89
<b>Abb. 6.7:</b>	Nettoleistung der Hybridmodelle der KWK bei Variation der Vor- und Rücklauftemperatur und zwei Heizlasten des Heizsystems; R134a/ $T_{GW, ein} = 100$ °C .....	91
<b>Abb. 6.8:</b>	Eventuelle Protokolle der möglichen Profillagen der Temperaturen für eine standardisierte Wärmezufuhr und -abfuhr (ORC-Basiskonzept) bei drei Pinch-Punkt-Differenzen .....	93

<b>Abb. 6.9:</b> Nettoleistung von unterschiedlichen KWK-Modellen als Funktion der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem; $R134a/T_{GW,ein} = 100\text{ °C}$ .....	94
<b>Abb. 6.10:</b> Exergetischer Wirkungsgrad von unterschiedlichen KWK-Modellen als Funktion der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem; $R134a/T_{GW,ein} = 100\text{ °C}$ .....	95
<b>Abb. 6.11:</b> Thermischer Wirkungsgrad von unterschiedlichen Kreisprozessverfahren unter unterschiedlichen KWK-Modellen als Funktion der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem; $R134a/T_{GW,ein} = 100\text{ °C}$ .....	96
<b>Abb. 6.12:</b> Wärmeübertragungskapazität von unterschiedlichen Kreisprozessverfahren unter unterschiedlichen KWK-Modellen als Funktion der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem; $R134a/T_{GW,ein} = 100\text{ °C}$ .....	96
<b>Abb. 6.13:</b> Wärmeübertragungskapazität des Heizsystems unter unterschiedlichen KWK-Modellen als Funktion der Pinch-Punkt-Differenz im Heizsystem; $R134a/T_{GW,ein} = 100\text{ °C}$ .....	97
<b>Abb. 6.14:</b> Potenzielle Fluidkandidaten für die Hybridmodelle der KWK (mit unterschiedlichen Kreisprozessverfahren) in Abhängigkeit der Quelltemperatur .....	99
<b>Abb. 6.15:</b> Thermodynamisch beste Kreisläufe für die geothermische Anwendung (einschließlich KWK-Modell, Kreisprozessverfahren und Arbeitsmittel) entsprechend der Quelltemperatur .....	101
<b>Abb. 7.1:</b> Fluidabhängige, spezifische installierte Modulkosten in Abhängigkeit der Förderrate des Geothermalwassers .....	107
<b>Abb. 7.2:</b> Fluidabhängige, installierte Gesamtkosten des Moduls in Abhängigkeit der Förderrate des Geothermalwassers .....	108
<b>Abb. 7.3:</b> Fluidabhängiger Cash-Flow in Abhängigkeit der Förderrate des Geothermalwassers .....	109
<b>Abb. 7.4:</b> Cash-Flow von unterschiedlichen Kreisläufen (einschließlich KWK-Modell, Kreisprozessverfahren und Arbeitsmittel) in Abhängigkeit der Förderrate des Geothermalwassers mit einer Temperatur von $100\text{ °C}$ .....	111
<b>Abb. 7.5:</b> Cash-Flow von unterschiedlichen Kreisläufen (einschließlich KWK-Modell, Kreisprozessverfahren und Arbeitsmittel) in Abhängigkeit der Temperatur des Geothermalwassers mit einer Förderrate von $75\text{ kg/s}$ .....	111
<b>Abb. 8.1:</b> Klassische Integration eines solarthermischen ORC-Moduls mit und ohne KWK .....	113
<b>Abb. 8.2:</b> Schematische und parametrische Darstellung der Integration Flachkollektor/ ORC mit einer Kaskade-Wärmekopplung .....	120
<b>Abb. 8.3:</b> Steigung der Taulinie im $T, s$ - Diagramm der für die solarthermische Verstromung potenziellen zeotropen Gemische .....	129
<b>Abb. 8.4:</b> Elektrischer- (links) sowie Kollektorstromwirkungsgrad (rechts) in Abhängigkeit des Kondensations- und Verdampfungsdrucks, $R134a$ .....	130
<b>Abb. 8.5:</b> Erforderlicher Wärmestrom (links) und Massenstrom des Wärmeträgers (rechts), zur Erzeugung der elektrischen Leistungseinheit, in Abhängigkeit des Kondensations- und Verdampfungsdrucks, $R134a$ .....	131
<b>Abb. 8.6:</b> Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit des Kondensations- und Verdampfungsdrucks, $R134a$ .....	131

<b>Abb. 8.7:</b> Elektrischer (a), KWK- (b) und Kollektorwirkungsgrad (c) als Funktion des Verdampfungsdrucks und der Pinch-Punkt-Differenz bei der Wärmezufuhr, R134a .....	132
<b>Abb. 8.8:</b> Gesamtwirkungsgrad als Funktion des Verdampfungsdrucks und der Pinch-Punkt-Differenz bei der Wärmezufuhr, R134a .....	133
<b>Abb. 8.9:</b> Gesamtwirkungsgrad mit den zeotropen Fluidgemischen in Abhängigkeit des Druckverhältnisses .....	134
<b>Abb. 8.10:</b> Elektrischer (a), KWK- (b) und Kollektorwirkungsgrad (c) mit den zeotropen Fluidgemischen in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.....	135
<b>Abb. 8.11:</b> Temperaturgleit in Abhängigkeit des Drucks (links) und theoretischer Verlauf der Kondensationstemperatur in Abhängigkeit der spezifischen Enthalpie (rechts) der zeotropen Fluidgemische .....	136
<b>Abb. 8.12:</b> Temperaturgleit bei der Verdampfung (a), umgesetzter Wärmestrom (b) und Massenstrom des Solarmediums (c) im Punkt des maximalen Gesamtwirkungsgrades mit den zeotropen Fluidgemischen .....	137
<b>Abb. 8.13:</b> Methodenvergleich der Wärmekopplung bei Variation der Temperatur des Solarmediums am Kollektorausstritt und verschiedenen Bestrahlungsstärken, R134a.....	138
<b>Abb. 8.14:</b> Methodenvergleich der Wärmekopplung bei Variation des KWK-Verhältnisses und drei Vorlauftemperaturen des Warmwassers; R134a .....	139
<b>Abb. 8.15:</b> Methodenvergleich der Wärmekopplung bei schwankender Umgebungstemperatur; R134a .....	140
<b>Abb. 9.1:</b> Vereinfachtes Schema des Kalina-Cycle-Systems KCS 34 .....	143
<b>Abb. 9.2:</b> Symbolische Darstellung des KCS 34 im $T, s$ -Diagramm (links) und Temperaturprofile (rechts).....	144
<b>Abb. 9.3:</b> Symbolische Darstellung des KCS 34 im Temperatur-Ammoniakkonzentration-Diagramm.....	146
<b>Abb. 9.4:</b> Maßstäbliche Darstellung des Temperatur-Ammoniakkonzentration-Diagramms bei verschiedenen Drücken .....	147
<b>Abb. 9.5:</b> Relation zwischen der Enthalpie und der Temperatur bei verschiedenen Drücken (links) und Ammoniakkonzentrationen (rechts) .....	148
<b>Abb. 9.6:</b> Thermischer Wirkungsgrad als Funktion des Druckparameters und Ammoniakkonzentration für KCS 34.....	151
<b>Abb. 9.7:</b> Nettoleistung als Funktion des Druckparameters und Ammoniakkonzentration (spezifisch für 1 kg/s Wärmeträger) für KCS 34.....	152
<b>Abb. 9.8:</b> Wärmeträgertemperatur am Systemaustritt als Funktion des Druckparameters und Ammoniakkonzentration für KCS 34 .....	152
<b>Abb. 9.9:</b> Vergleich der exergetischen Wirkungsgrade des ORC und KCS 34 bei mehreren Quellentemperaturen .....	154
<b>Abb. 9.10:</b> Serienmodell des KCS 34 gegenüber verschiedenen Modellen des ORC für mehrere Heizlasten und Quellentemperaturen.....	155
<b>Abb. 9.11:</b> Leistungsverlauf des rekuperativen ORC und KCS 34 als Funktion der Wärmeträgertemperatur am Systemaustritt für drei Wirkungsgrade der internen Rekuperatoren .....	156

## Tabellenverzeichnis

<b>Tab. 2.1:</b>	Die bisher empfohlenen Arbeitsmittel bei ausschließlicher geothermischer Stromerzeugung.....	16
<b>Tab. 2.2:</b>	Hersteller der ORC-Anlagen für die geothermischen Anwendungen.....	19
<b>Tab. 2.3:</b>	Übersicht über die gegenwärtigen geothermischen Heizkraftwerke auf Basis des ORC in Deutschland .....	20
<b>Tab. 3.1:</b>	Verifizierung der Berechnungsmethodik durch den Ergebnisvergleich mit Tchanche et al. [97] .....	35
<b>Tab. 3.2:</b>	Verifizierung der Berechnungsmethodik anhand der Software "EBSILON ®Professional".....	37
<b>Tab. 4.1:</b>	Feste Randbedingungen und Standardparameter der geothermischen Untersuchungen.....	45
<b>Tab. 4.2:</b>	Chemische und thermophysikalische Eigenschaften von vier gewählten Reinarbeitsmitteln .....	46
<b>Tab. 5.1:</b>	Die für geothermische Verstromung potenziellen zeotropen Gemische zusammen mit ihren physikalisch-chemischen Eigenschaften .....	60
<b>Tab. 5.2:</b>	Effizienzverschlechterung beim Einhalten des Trockenheitsgrades von 0,9.....	69
<b>Tab. 5.3:</b>	Fluidabhängiger SP-Wert sowie realer Dampfvolumenstrom am Turbinenaustritt.....	70
<b>Tab. 5.4:</b>	Fluidabhängige, spezifische Wärmeströme und mitt- log. Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern.....	74
<b>Tab. 6.1:</b>	Eigenschaften von in der Literatur empfohlenen Arbeitsmitteln .....	98
<b>Tab. 6.2:</b>	Zusammenfassung der für die KWK-Modelle besten Fluidkandidaten entsprechend der Quellentemperatur .....	100
<b>Tab. 7.1:</b>	Skalierungsexponenten und Referenzwerte der Kosten und Komponenten- größen.....	103
<b>Tab. 7.2:</b>	Ungefähre Werte von Wärmedurchgangskoeffizienten für mehrere Situationen [117, 127] .....	104
<b>Tab. 7.3:</b>	Konstante wirtschaftliche Randbedingungen [20, 128, 129] .....	105
<b>Tab. 7.4:</b>	Ansatz zum Wärmebedarf über die jährlichen Betriebsstunden .....	110
<b>Tab. 8.1:</b>	Fazit der vorherigen Ausführungen sowie Arbeitsmittel des solaren ORC .....	115
<b>Tab. 8.2:</b>	Stoffeigenschaften des verwendeten Solarmediums (Wärmeträger) .....	127
<b>Tab. 8.3:</b>	Die für die solarthermische Verstromung potenziellen zeotropen Gemische zusammen mit ihren eigenen physikalisch-chemischen Eigenschaften und Kennzahlen .....	128
<b>Tab. 8.4:</b>	Randbedingungen für die solarthermische Untersuchung.....	129
<b>Tab. 9.1:</b>	Beispiele der weltweit bekannten umgesetzten Projekte der Kalina-Cycle- Familie.....	143

## Anhang A

## A.1 Simulationen aus Matlab/REFPROP und EBSILON®Professional

## A.1.1 Serienmodell (vgl. Abb. 4.2)

R134a	Zustand 1			Zustand 2			Zustand 3		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
ORC									
$P_{Ver}$ [bar]	29,3190	29,3190	0	31,1129	31,1129	0	33,1311	33,1311	0
$T_4$ [°C]	85,1146	85,115	~0	87,9682	87,968	~0	91,0467	91,047	~0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,4379	0,4379	0	0,3325	0,3325	0	0,2040	0,2040	0
$P_{Kon}$ [bar]	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0
$x$ [-]	0,9722	0,965	~0	0,9669	0,956	0,011	0,9585	0,943	0,015
$\dot{W}_T$ [kW]	9,4959	9,499	~0	7,4049	7,365	0,04	4,6469	4,593	0,054
$\dot{W}_P$ [kW]	1,0193	1,024	~0	0,8352	0,839	~0	0,5548	0,557	~0
$\dot{Q}_{Vor}$ [kW]	42,3865	41,816	0,57	33,9911	33,706	0,29	22,1383	22,036	0,102
$\dot{Q}_{Ver}$ [kW]	41,5188	41,774	0,26	29,5336	29,309	0,224	16,6037	16,212	0,391
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	75,4287	75,115	0,31	56,9549	56,490	0,65	34,6499	34,212	0,438
Heizsystem									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100,00	100,56	0,56	125,00	125,138	0,138	150,00	150,161	0,161
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	0,9569	0,9569	0	1,1962	1,1962	0	1,4354	1,4354	0
$T_{Vor}$ [°C]	75,00	75,114	0,114	75,00	75,00	0	75,00	75,00	0
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
Geothermalwasser									
$T_{GW,1}$ [°C]	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0
$T_{GW,2}$ [°C]	90,1146	90,074	0,04	92,9682	93,039	0,07	96,0467	96,151	0,104
$T_{GW,3}$ [°C]	80,0226	80,114	0,91	84,8751	85,017	0,142	90,7757	90,913	0,137
$T_{GW,4}$ [°C]	56,2130	56,088	0,125	55,1132	55,130	0,0116	55,0614	55,069	~0

R245fa	Zustand 4			Zustand 5			Zustand 6		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
ORC									
$P_{Ver}$ [bar]	8,0933	8,0933	0	9,0177	9,0177	0	10,5256	10,5256	0
$T_4$ [°C]	81,0336	81,034	~0	85,4701	85,4701	0	92,0078	92,0078	0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,3848	0,3848	0	0,2691	0,2691	0	0,0879	0,0879	0
$P_{Kon}$ [bar]	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0
$x$ [-]	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$\dot{W}_T$ [kW]	9,5968	9,500	0,1	7,1615	7,089	0,073	2,5485	2,523	0,025
$\dot{W}_P$ [kW]	0,2370	0,237	0	0,1890	0,189	0	0,0741	0,074	~0
$\dot{Q}_{Vor}$ [kW]	30,2361	29,773	0,463	22,9302	22,574	0,356	8,3580	8,232	0,126
$\dot{Q}_{Ver}$ [kW]	58,6587	58,380	0,278	40,0256	39,834	0,191	12,5671	12,506	0,061
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	79,5351	78,890	0,645	55,9834	55,508	0,475	18,4507	18,289	0,161
Heizsystem									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100,00	100,542	0,542	100,00	100,679	0,68	100,00	100,420	0,42
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	1,1962	1,1962	0	0,7974	0,7974	0	0,5981	0,5981	0
$T_{Vor}$ [°C]	70,00	70,093	0,093	80,00	80,162	0,162	90,00	90,076	0,076
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
Geothermalwasser									
$T_{GW,1}$ [°C]	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0
$T_{GW,2}$ [°C]	86,0336	86,121	0,087	90,4701	90,536	0,066	97,0078	97,031	0,023
$T_{GW,3}$ [°C]	78,8346	79,026	0,191	85,0105	85,162	0,152	95,0178	95,076	0,058
$T_{GW,4}$ [°C]	55,0250	55,00	0,025	61,2010	61,127	0,074	71,2083	71,148	0,060

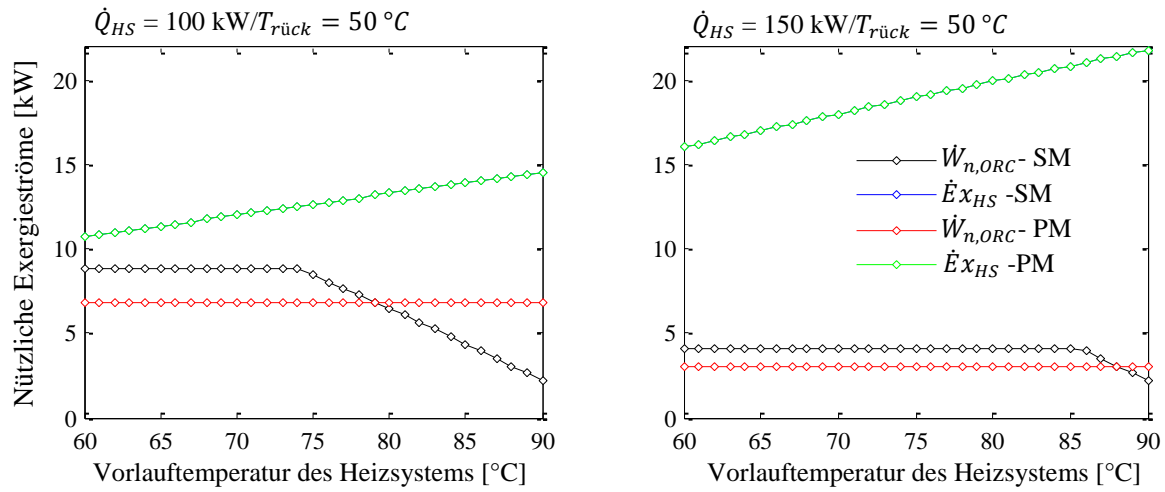
## A.1.2 Parallelmodell (vgl. Abb. 4.3)

R134a	Zustand 1			Zustand 2			Zustand 3		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
ORC									
$P_{Ver}$ [bar]	17,7931	17,7931	0	17,7931	17,7931	0	17,7931	17,7931	0
$T_4$ [°C]	62,4146	62,415	~0	62,4146	62,415	~0	62,4146	62,415	~0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,4737	0,4737	0	0,3406	0,3406	0	0,2076	0,2076	0
$P_{Kon}$ [bar]	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0
$x$ [-]	01,00	0,996	~0	01,00	0,996	~0	01,00	0,996	~0
$\dot{W}_T$ [kW]	7,3649	7,369	~0	5,2961	5,298	~0	3,2273	3,229	~0
$\dot{W}_P$ [kW]	0,5419	0,546	0,030	0,3897	0,392	~0	0,2375	0,239	~0
$\dot{Q}_{Vor}$ [kW]	26,4377	26,407	0,106	19,0114	18,987	0,024	11,5851	11,573	0,012
$\dot{Q}_{Ver}$ [kW]	64,4466	64,340	0,137	46,3437	46,262	0,081	28,2407	28,197	0,043
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	84,0613	83,924	0,103	60,4486	60,343	0,105	36,8359	36,780	0,056
Heizsystem									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100,00	100,103	0,103	125,00	125,136	0,136	150,00	150,159	0,159
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	0,9569	0,9569	0	1,1962	1,1962	0	1,4354	1,4354	0
$T_{Vor}$ [°C]	75,00	75,00	0	75,00	75,00	0	75,00	75,00	0
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
Geothermalwasser									
$T_{GW,1}$ [°C]	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0
$T_{GW,2}$ [°C]	67,4146	67,451	0,036	67,4146	67,452	0,037	76,4146	76,439	0,024
$T_{GW,3}$ [°C]	54,0472	54,039	~0	54,0472	54,041	~0	54,0472	54,023	0,024
$T_{GW,4}$ [°C]	55,00	54,881	0,12	55,00	54,880	0,120	55,00	54,882	0,118
$\dot{m}_{GW,1}$ [kg/s]	0,4709	0,4709	0	0,3386	0,3386	0	0,2063	0,2063	0
$\dot{m}_{GW,2}$ [kg/s]	0,5291	0,5291	0	0,6614	0,6614	0	0,7937	0,7937	0

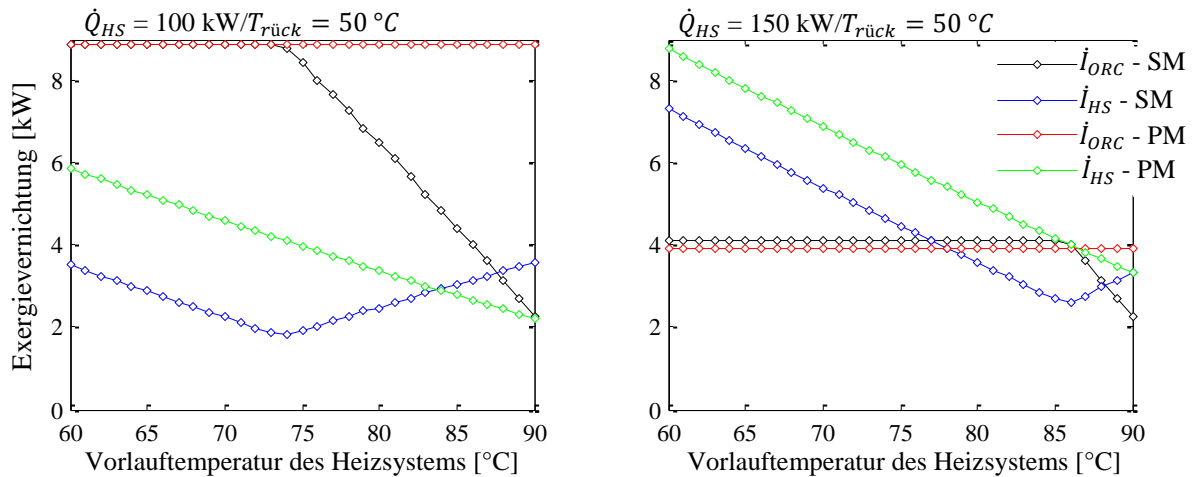
R245fa	Zustand 4			Zustand 5			Zustand 6		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
ORC									
$P_{Ver}$ [bar]	4,7519	4,7519	0	4,7519	4,7519	0	4,7519	4,7519	0
$T_4$ [°C]	60,8787	60,950	0,071	60,8787	60,950	0,0731	60,8787	60,950	0,0713
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,4021	0,4021	0	0,4021	0,4021	0	0,4021	0,4021	0
$P_{Kon}$ [bar]	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0
$x$ [-]	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$\dot{W}_T$ [kW]	6,7585	6,693	0,065	6,7585	6,693	0,065	6,7585	6,693	0,065
$\dot{W}_P$ [kW]	0,1223	0,122	~0	0,1223	0,122	~0	0,1223	0,122	~0
$\dot{Q}_{Vor}$ [kW]	19,8446	19,504	0,340	19,8446	19,504	0,340	19,8446	19,504	0,340
$\dot{Q}_{Ver}$ [kW]	67,4843	67,678	0,1937	67,4843	67,678	0,193	67,4843	67,678	0,193
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	80,6926	80,147	0,545	80,6926	80,147	0,545	80,6926	80,147	0,545
Heizsystem									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100	99,839	0,161	100	99,839	0,161	100,00	99,839	0,161
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	1,1962	1,1962	0	0,7974	0,7974	0	0,5981	0,5981	0
$T_{Vor}$ [°C]	70,00	69,952	0,048	80,00	79,911	0,089	90,00	89,845	0,155
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
Geothermalwasser									
$T_{GW,1}$ [°C]	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0
$T_{GW,2}$ [°C]	65,8787	65,993	0,114	65,8787	65,993	0,1143	65,8787	65,993	0,114
$T_{GW,3}$ [°C]	55,8449	56,087	0,242	55,8449	56,087	0,242	55,8449	56,087	0,242
$T_{GW,4}$ [°C]	55,00	55,00	0	55,00	55,00	0	55,00	55,00	0
$\dot{m}_{GW,1}$ [kg/s]	0,4709	0,4709	0	0,4709	0,4709	0	0,4709	0,4709	0
$\dot{m}_{GW,2}$ [kg/s]	0,5291	0,5291	0	0,5291	0,5291	0	0,5291	0,5291	0

## A.2 Serien- und Parallelmodell des ORC (vgl. Abb. 4.2, 4.3) mit dem Standardfluid R134a bei schwankender Vorlauftemperatur im Heizsystem: $T_{GW, \text{ein}} = 100^\circ\text{C}$ , $T_{KW} = 15^\circ\text{C}$ .

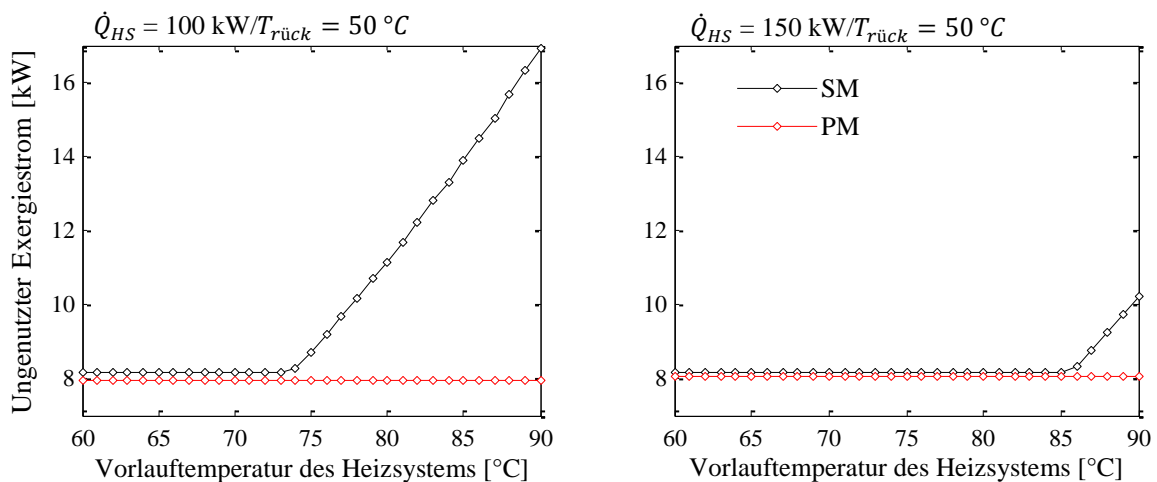
### A.2.1 Technische Leistungsrate und Nutzexergiestrom des Heizsystems



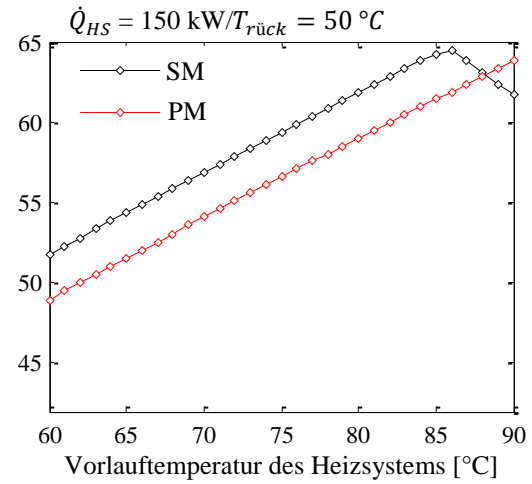
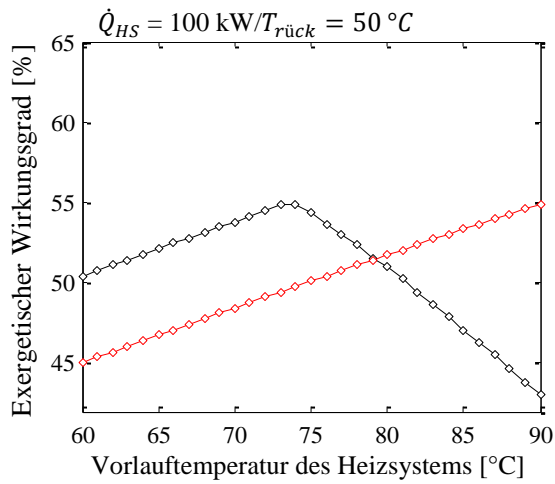
### A.2.2 Exergievernichtungsrate



### A.2.3 Potenzial des ungenutzten Exergiestroms

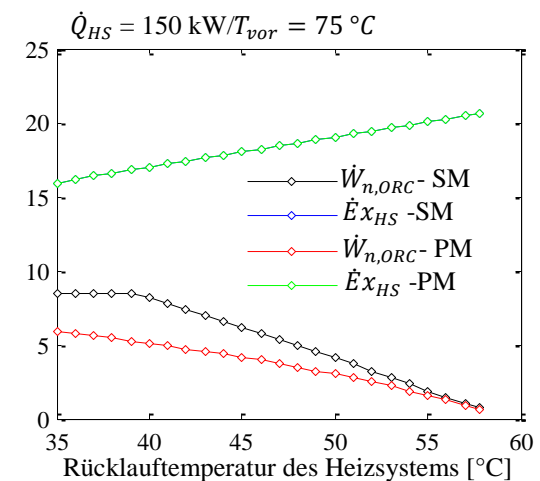
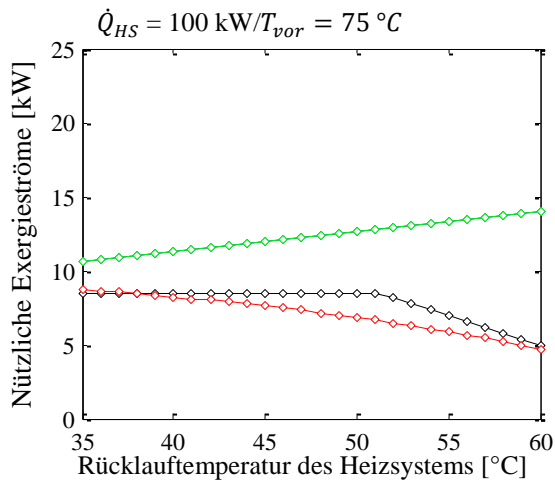


### A.2.4 Wirkungsgrad nach dem 2. Hauptsatz

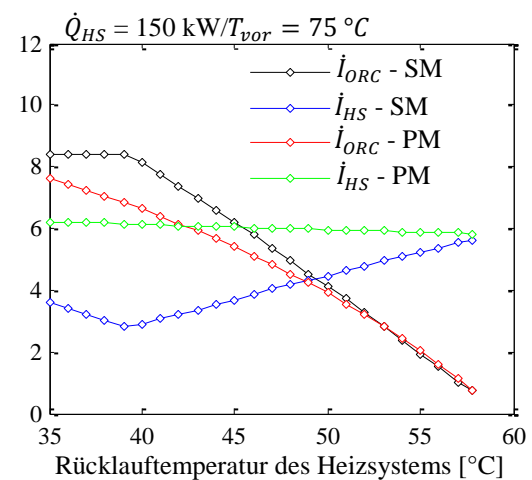
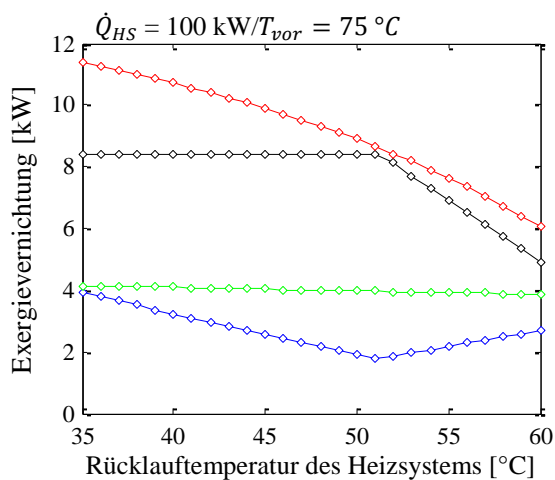


### A.3 Serien- und Parallelmodelle des ORC (vgl. Abb. 4.2, 4.3) mit dem Standardfluid R134a bei schwankender Rücklauftemperatur im Heizsystem: $T_{GW,ein} = 100 \text{ °C}$ , $T_{KW} = 15 \text{ °C}$ .

#### A.3.1 Technische Leistungsrate und Nutzexergiestrom des Heizsystems

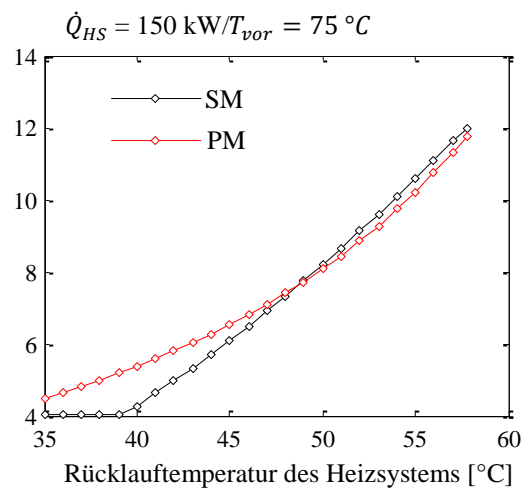
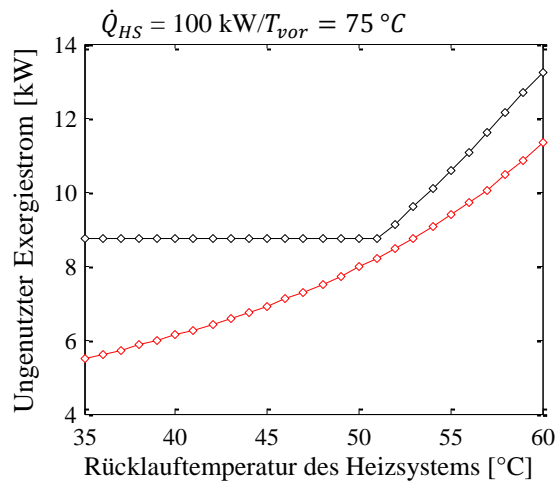


#### A.3.2 Exergievernichtungsrate

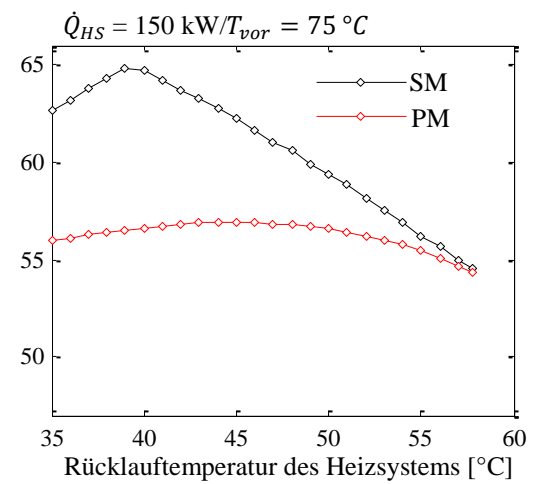
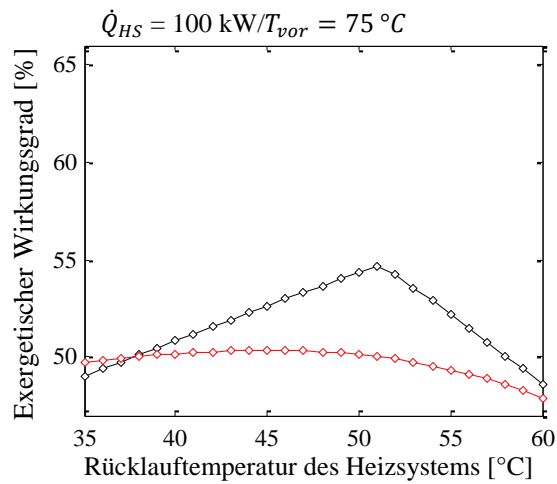




### A.3.3 Potenzial des ungenutzten Exergiestroms



### A.3.4 Wirkungsgrad nach dem 2. Hauptsatz



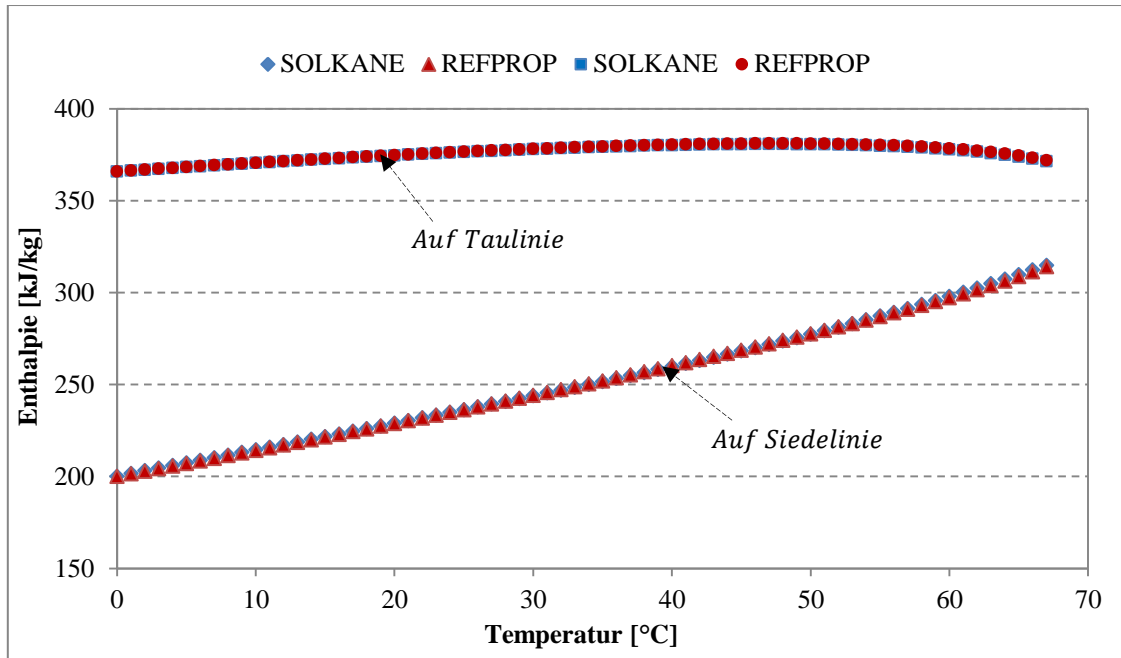
**Bemerkung 1:** Die veränderten Zustände im Anhang A. 1 beziehen sich auf unterschiedliche Kombination der Heizsystembedarfe und zwei Arbeitsmittel (farbig markiert).

**Bemerkung 2:** Alle Berechnungen wurden mit den Randbedingungen nach der Tab. 4.1 durchgeführt.

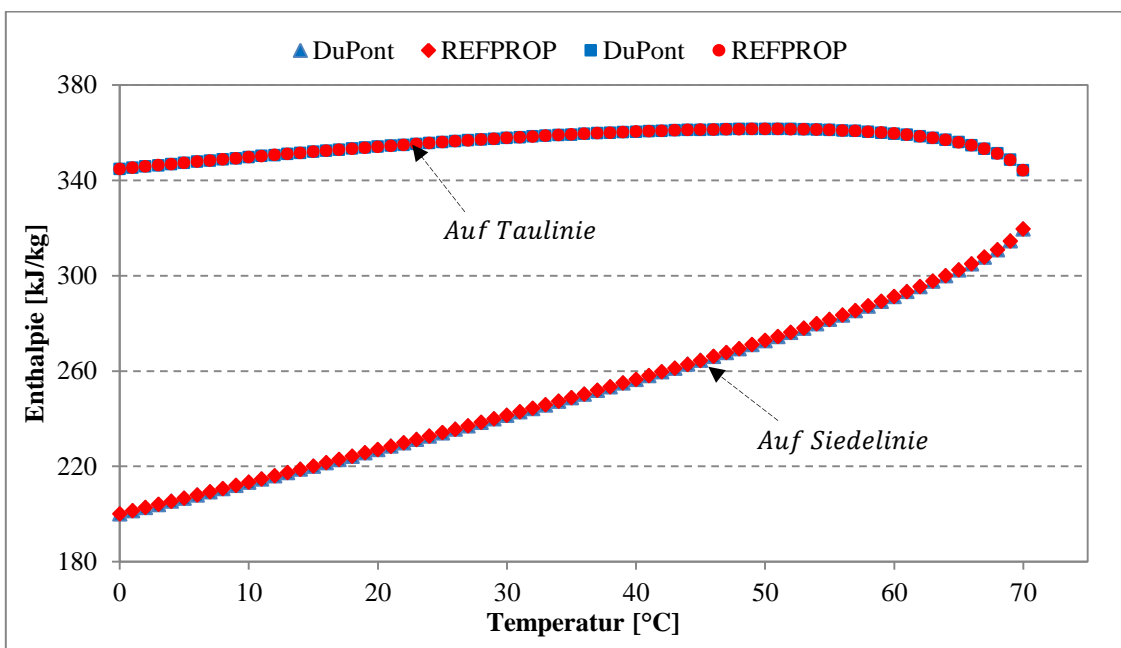
## Anhang B

### B.1 $T, h$ - Zusammenhang aus unterschiedlichen Stoffdatenquellen

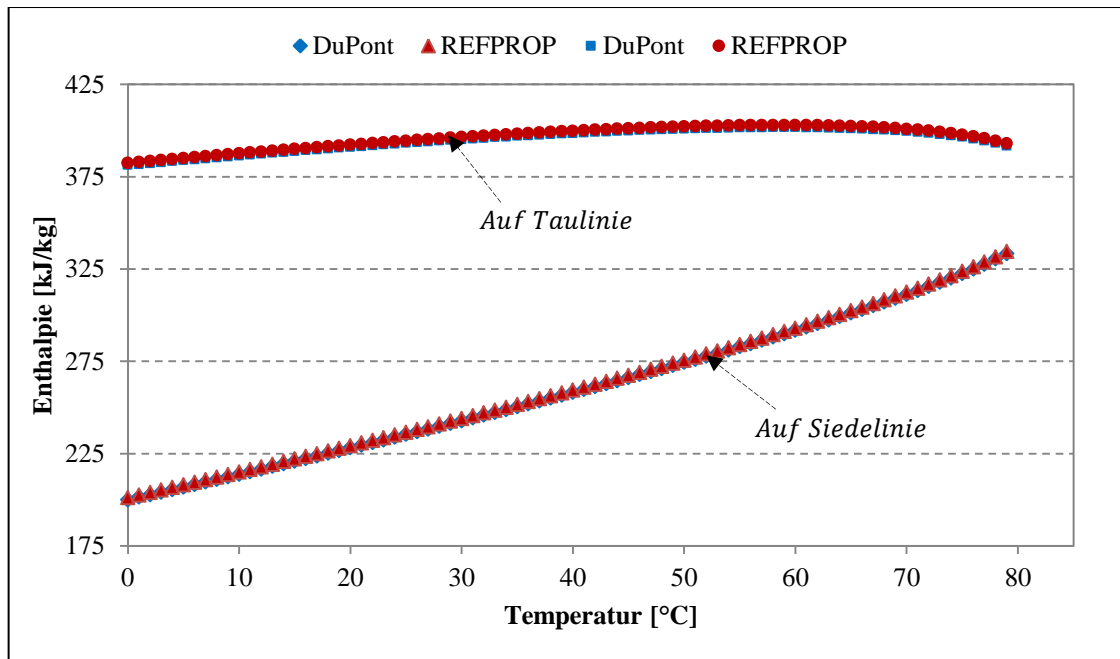
#### R404A



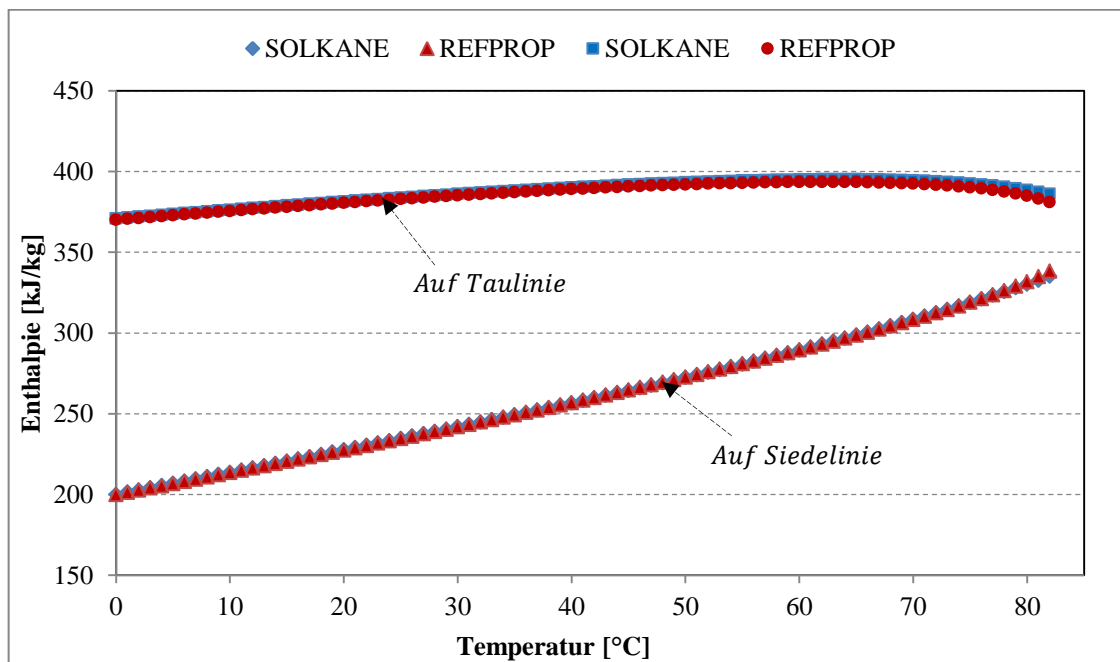
#### R422A



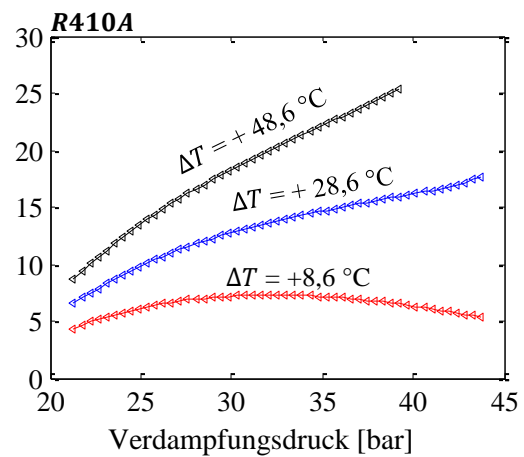
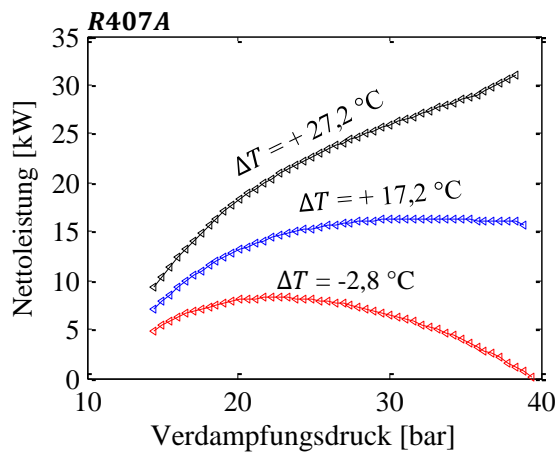
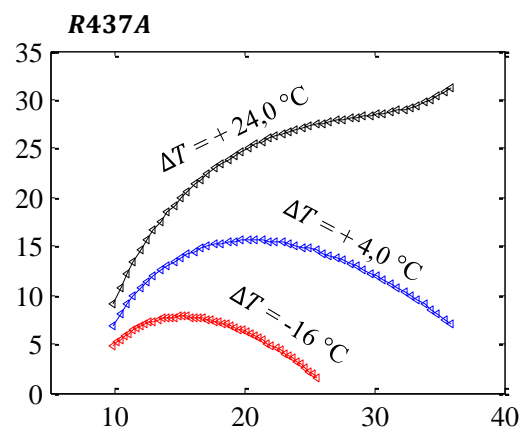
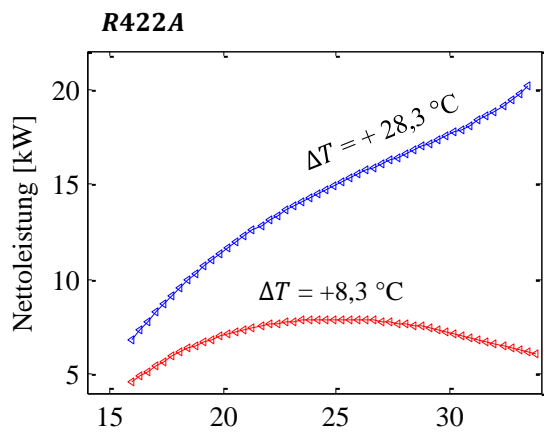
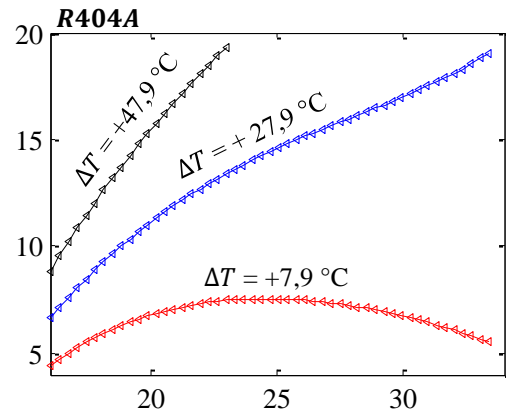
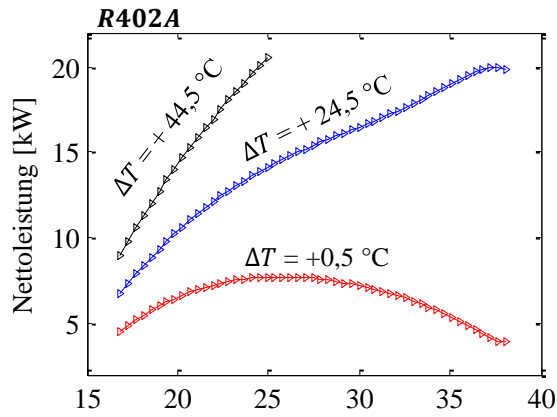
## R438A

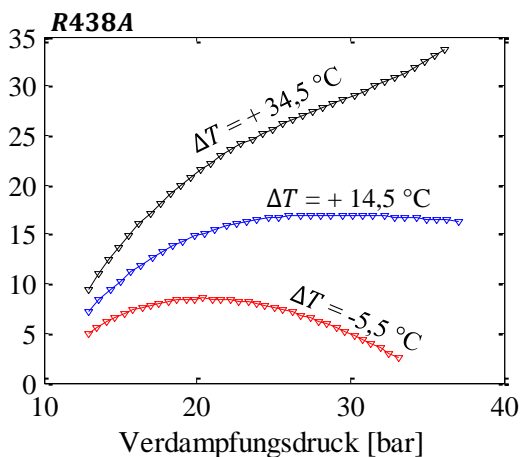
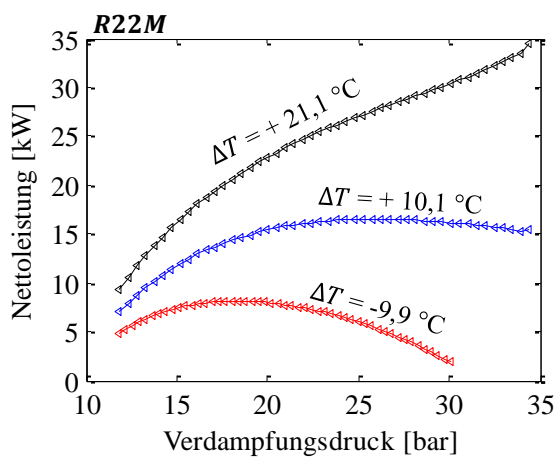
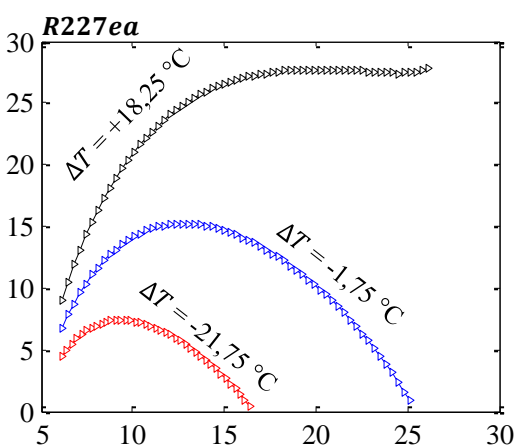
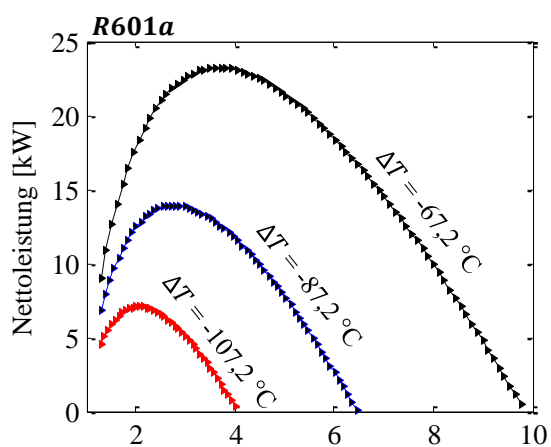
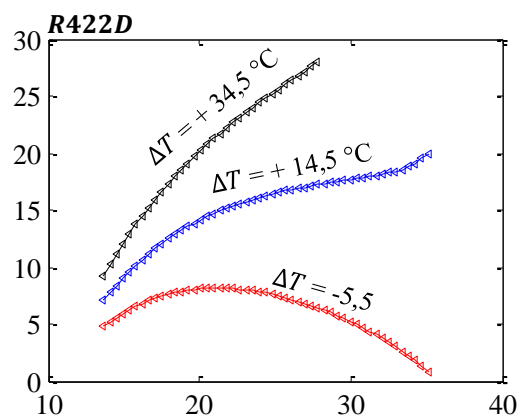
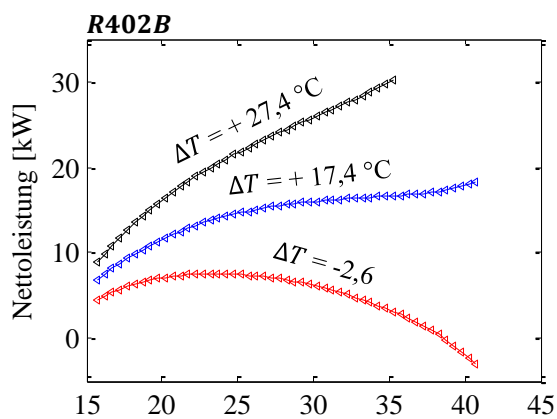


## R22M



**B.2 Druck-Leistung-Zusammenhang der zeotropen Gemische und Standardfluide für drei Differenzen der jeweiligen kritischen Temperaturen und Quellentemperaturen:  $\Delta T = T_{GW,ein} - T_{kr}$ ;  $T_{GW,ein} = 80, 100, 120\text{ °C}$ ;  $T_{KW} = 15\text{ °C}$ , weitere RB nach Tab. 4.1.**



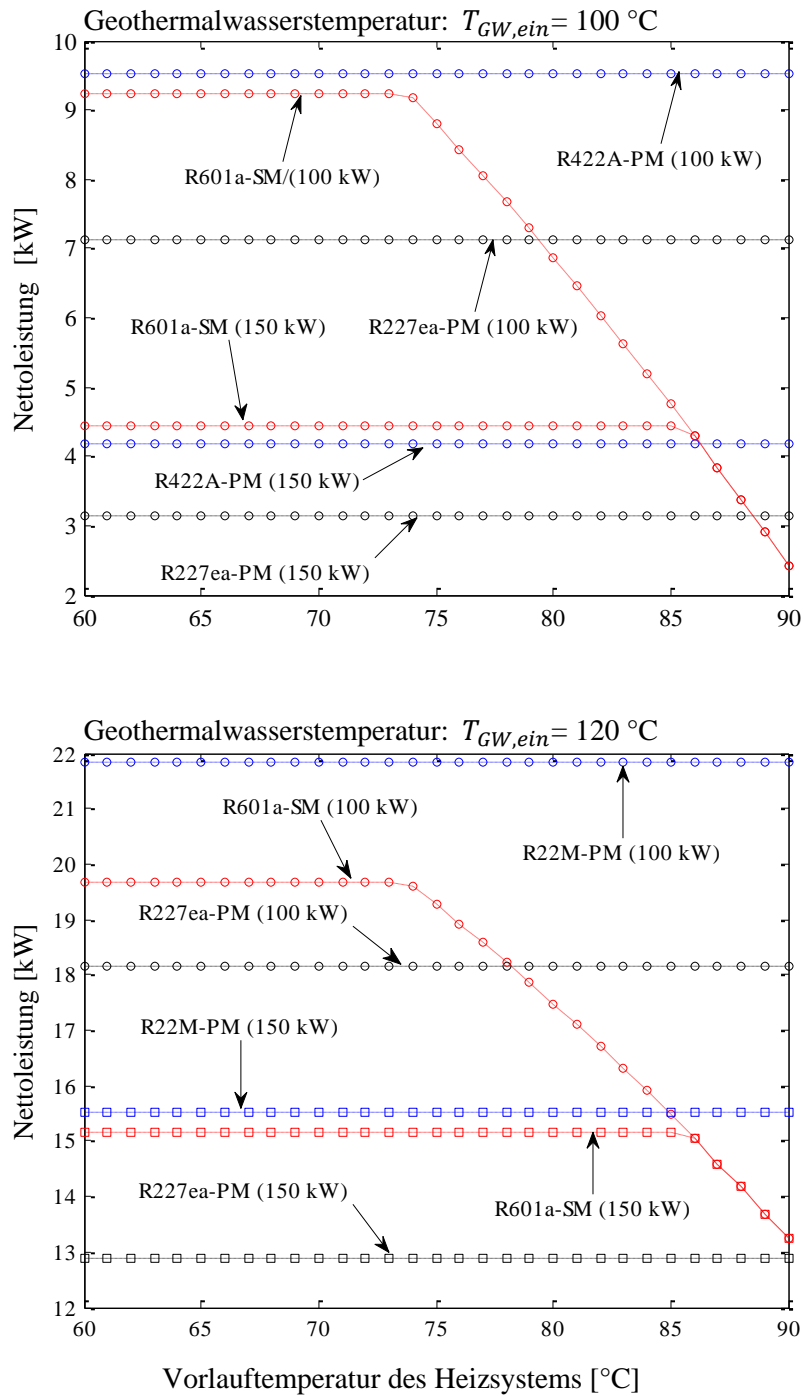


**B.3 Transporteigenschaften einiger organischer Fluide in der flüssigen Phase**

Fluid	$T [^{\circ}\text{C}]$	$\mu [\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$	$\lambda [\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$	$\nu [\text{m}^2/\text{s}]$	$\rho [\text{kg}/\text{m}^3]$	$Pr [-]$
<b>R402A</b>	10	0,00017155	0,074704	1,41124E-07	1215,6	2,9741
	20	0,00015061	0,070245	1,28672E-07	1170,5	2,8950
	30	0,00013148	0,065794	1,17309E-07	1120,8	2,8470
	40	0,00011365	0,061316	1,06744E-07	1064,7	2,8442
	50	0,000096557	0,056759	9,66672E-08	998,86	2,9270
	60	0,000079319	0,052120	8,66391E-08	915,51	3,2411
<b>R404A</b>	10	0,00015727	0,069270	1,41634E-07	1110,4	3,2644
	20	0,00013748	0,065499	1,28811E-07	1067,3	3,1528
	30	0,00011944	0,061754	1,17167E-07	1019,4	3,0757
	40	0,00010261	0,058004	1,0637E-07	964,65	3,0487
	50	0,000086401	0,054228	9,61004E-08	899,07	3,1209
	60	0,000069773	0,050591	8,58206E-08	813,01	3,5070
<b>R407A</b>	10	0,00018297	0,086553	1,51252E-07	1209,7	3,0338
	20	0,00016096	0,081819	1,37867E-07	1167,5	2,9271
	30	0,00014116	0,077159	1,25856E-07	1121,6	2,8488
	40	0,00012302	0,072557	1,14897E-07	1070,7	2,8036
	50	0,00010606	0,068001	1,04751E-07	1012,5	2,8083
	60	0,000089676	0,063491	9,50925E-08	943,04	2,9212
<b>R410A</b>	10	0,00014276	0,097373	1,26515E-07	1128,4	2,3145
	20	0,00012587	0,091773	1,16213E-07	1083,1	2,2738
	30	0,00011038	0,086286	1,06885E-07	1032,7	2,2625
	40	0,000095861	0,080914	9,82857E-08	975,33	2,2971
	50	0,000081795	0,075677	9,02018E-08	906,80	2,4384
	60	0,000067042	0,070793	8,22107E-08	815,49	2,9862
<b>R422A</b>	10	0,00017677	0,068560	1,46224E-07	1208,9	3,4776
	20	0,00015338	0,064377	1,32076E-07	1161,3	3,3561
	30	0,00013217	0,060254	1,19255E-07	1108,3	3,2707
	40	0,00011249	0,056163	1,07399E-07	1047,4	3,2385
	50	0,000093584	0,052075	9,60861E-08	973,96	3,3182
	60	0,000074093	0,048125	8,46284E-08	875,51	3,7933
<b>R437A</b>	10	0,00022143	0,083703	1,79441E-07	1234,0	3,6401
	20	0,00019517	0,079369	1,63036E-07	1197,1	3,4766
	30	0,00017188	0,075080	1,4848E-07	1157,6	3,3435
	40	0,00015092	0,070813	1,35379E-07	1114,8	3,2399
	50	0,00013175	0,066538	1,23419E-07	1067,5	3,1697
	60	0,00011388	0,062222	1,12308E-07	1014,0	3,1459
<b>R438A</b>	10	0,00019280	0,081376	1,59378E-07	1209,7	3,3203
	20	0,00016930	0,076872	1,44874E-07	1168,6	3,1938
	30	0,00014822	0,072432	1,3188E-07	1123,9	3,0964
	40	0,00012898	0,068036	1,20037E-07	1074,5	3,0318
	50	0,00011107	0,063660	1,09074E-07	1018,3	3,0141
	60	0,000093892	0,059286	9,86706E-08	951,57	3,0896
<b>R402B</b>	10	0,00017677	0,080330	1,45658E-07	1213,6	2,7943
	20	0,00015660	0,075802	1,33584E-07	1172,3	2,7221
	30	0,00013817	0,071268	1,22556E-07	1127,4	2,6755
	40	0,00012108	0,066692	1,1235E-07	1077,7	2,6631
	50	0,00010488	0,062027	1,02703E-07	1021,2	2,7064
	60	0,000089017	0,057215	9,33435E-08	953,65	2,8657

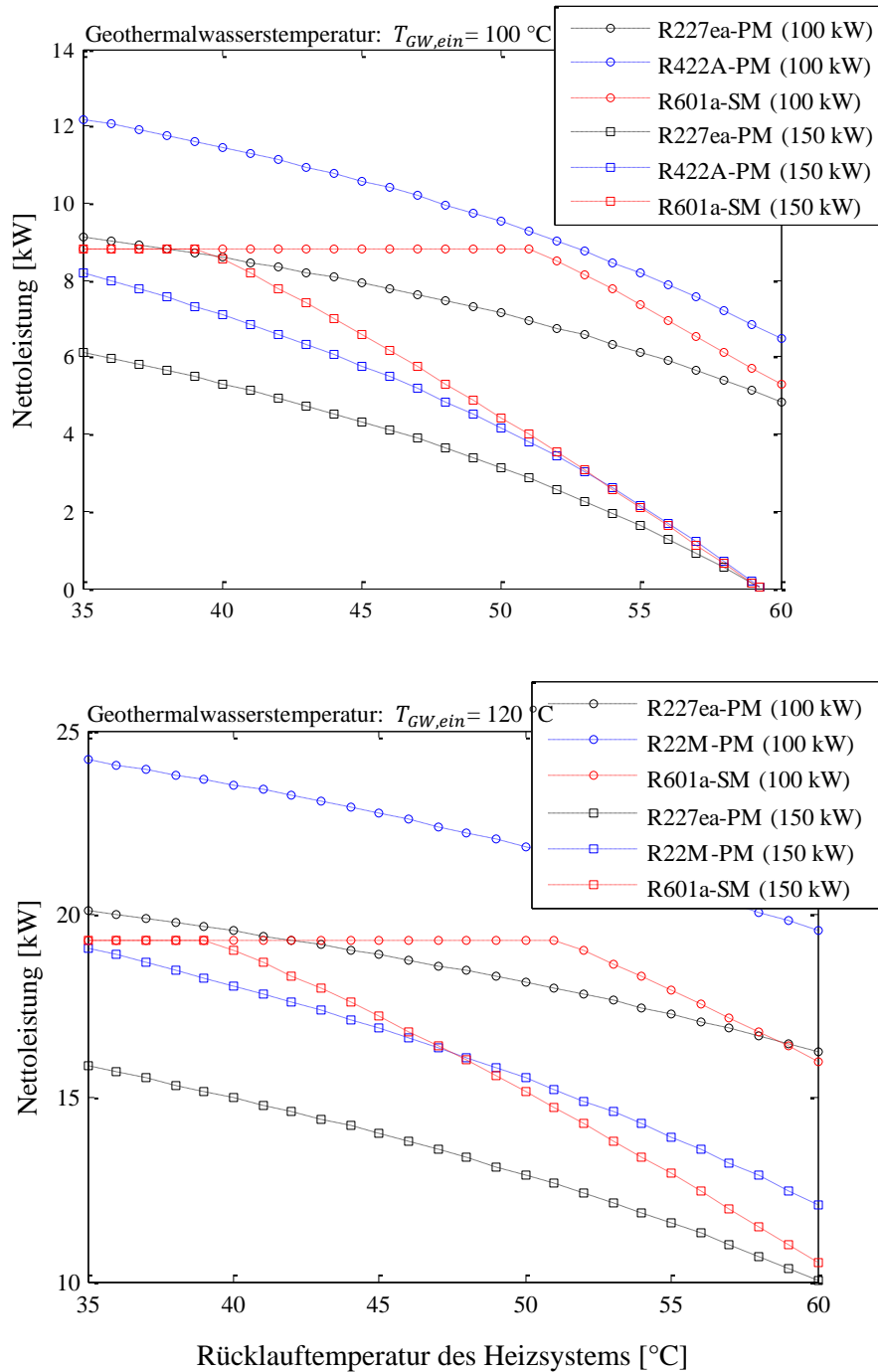
Fluid	$T [^{\circ}\text{C}]$	$\mu [\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$	$\lambda [\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$	$\nu [\text{m}^2/\text{s}]$	$\rho [\text{kg}/\text{m}^3]$	$Pr [-]$
<b>R403B</b>	10	0,00016034	0,072300	1,3632E-07	1176,2	2,7941
	20	0,00014144	0,068074	1,24826E-07	1133,1	2,7295
	30	0,00012410	0,063827	1,14294E-07	1085,8	2,6941
	40	0,00010788	0,059522	1,04474E-07	1032,6	2,7015
	50	0,000092261	0,055102	9,50919E-08	970,23	2,7896
	60	0,000076431	0,050527	8,57167E-08	891,67	3,0920
<b>R422D</b>	10	0,00019010	0,072913	1,57081E-07	1210,2	3,5463
	20	0,00016592	0,068677	1,42213E-07	1166,7	3,4104
	30	0,00014417	0,064492	1,28838E-07	1119,0	3,3075
	40	0,00012423	0,060332	1,16615E-07	1065,3	3,2451
	50	0,00010548	0,056163	1,05165E-07	1003,0	3,2488
	60	0,000087118	0,051971	9,40687E-08	926,11	3,4082
<b>R22M</b>	10	0,00020084	0,076849	1,66107E-07	1209,1	3,5874
	20	0,00017604	0,072576	1,50642E-07	1168,6	3,4407
	30	0,00015388	0,068351	1,36807E-07	1124,8	3,3256
	40	0,00013371	0,064147	1,24243E-07	1076,2	3,2452
	50	0,00011500	0,059934	1,12624E-07	1021,1	3,2126
	60	0,000097106	0,055677	1,01594E-07	955,82	3,2689
<b>R134a</b>	10	0,00023487	0,087618	1,86257E-07	1261,0	3,6734
	20	0,00020737	0,083284	1,6924E-07	1225,3	3,4979
	30	0,00018313	0,078992	1,54215E-07	1187,5	3,3533
	40	0,00016145	0,074716	1,40795E-07	1146,7	3,2378
	50	0,00014177	0,070427	1,28613E-07	1102,3	3,1527
	60	0,00012361	0,066091	1,174E-07	1052,9	3,1051
<b>R227ea</b>	10	0,00029406	0,064613	2,03052E-07	1448,2	5,1817
	20	0,00025640	0,061868	1,82051E-07	1408,4	4,8334
	30	0,00022334	0,059114	1,63475E-07	1366,2	4,5271
	40	0,00019403	0,056364	1,46892E-07	1320,9	4,2563
	50	0,00016778	0,053634	1,31965E-07	1271,4	4,0158
	60	0,00014393	0,050941	1,18315E-07	1216,5	3,8039

**B.4 Leistungsumfang des ORC mit den zeotropen Gemischen vergleichen mit den Standardfluiden in dem jeweils Serien- und Parallelmodell (vgl. Abb. 4.2, 4.3) bei schwankender Vorlauftemperatur und zwei Heizlasten 100 und 150 kW im Heizsystem (Die Randbedingungen sind nach Tab. 4.1 zu erhalten sowie zwei Geothermalwassertemperaturen 100 und 120 °C werden am Systemeintritt angesetzt).**





**B.5 Leistungsumfang des ORC mit den zeotropen Gemischen vergleichen mit den Standardfluiden in dem jeweils Serien- und Parallelmodell (vgl. Abb. 4.2, 4.3) bei schwankender Rücklaftertemperatur und zwei Heizlasten 100 und 150 kW im Heizsystem (Die Randbedingungen sind nach Tab. 4.1 zu erhalten sowie zwei Geothermalwassertemperaturen 100 und 120 °C werden angesetzt).**



## Anhang C

## Simulationen aus Matlab/REFPROP und EBSILON®Professional für Hybridmodelle (HB)

## C.1 HB1 (vgl. Abb. 6.1) /Randbedingungen nach Tab. 4.1

R134a	Zustand 1			Zustand 2			Zustand 3		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
<b>ORC</b>									
$P_{Ver}$ [bar]	27,2337	27,2337	0	29,8055	29,8055	0	32,4084	32,4084	0
$T_4$ [°C]	81,886	81,886	0	85,8999	85,900	0	89,9646	89,965	~0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,5433	0,5433	0	0,4101	0,4101	0	0,2512	0,2512	0
$P_{Kon}$ [bar]	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0
$T_2$ [°C]	51,1711	51,073	0,098	49,9890	50,00	0,011	49,9964	50,00	~0
$x$ [-]	0,9777	0,976	~0	0,9708	0,962	~0	0,9620	0,948	0,014
$\dot{W}_T$ [kW]	11,3912	11,447	0,055	8,9615	8,952	~0	5,6819	5,628	0,054
$\sum \dot{W}_P$ [kW]	1,1574	1,155	~0	0,9750	0,980	~0	0,6643	0,667	~0
$\dot{Q}_{Vor,1}$ [kW]	20,1673	19,610	0,557	14,4223	13,989	0,433	8,7918	8,484	0,307
$\dot{Q}_{Vor,2}$ [kW]	29,0020	30,022	1,02	25,8258	25,842	0,016	17,8666	18,047	0,180
$\dot{Q}_{Ver}$ [kW]	55,0794	54,981	0,098	38,2204	38,314	0,093	21,1487	20,769	0,379
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	94,1227	94,320	0,197	70,5365	70,174	0,362	42,8086	42,340	0,468
<b>Heizsystem</b>									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100	99,207	0,793	125,00	124,539	0,461	150,00	149,879	0,121
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	0,9569	0,9569	0	1,1962	1,1962	0	1,4354	1,4354	0
$T_{Vor}$ [°C]	75,00	74,777	0,223	75,00	74,881	0,119	75,00	74,953	0,047
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
<b>Geothermalwasser</b>									
$T_{GW,1}$ [°C]	100	100	0	100	100	0	100	100	0
$T_{GW,2}$ [°C]	86,8859	86,931	0,045	90,8999	90,897	~0	94,9646	95,068	0,103
$T_{GW,3}$ [°C]	79,9806	79,777	0,203	84,7509	84,746	~0	90,7106	90,778	0,067
$T_{GW,4}$ [°C]	56,1711	56,073	0,098	54,9890	55,00	0,011	54,9964	55,00	~0
$T_{GW,5}$ [°C]	51,4349	51,380	0,054	51,6463	51,652	~0	53,0171	52,970	0,047

R245fa	Zustand 4			Zustand 5			Zustand 6		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
<b>ORC</b>									
$P_{Ver}$ [bar]	7,5409	7,5409	0	8,5099	8,5099	0	10,2850	10,2850	0
$T_4$ [°C]	78,1974	78,197	~0	83,0780	83,078	0	91,0146	91,0146	0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,4560	0,4560	0	0,3322	0,3322	0	0,1164	0,1164	0
$P_{Kon}$ [bar]	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0
$T_2$ [°C]	49,9797	50,00	0,020	56,1702	56,10	0,07	66,1802	66,129	0,051
$x$ [-]	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$\dot{W}_T$ [kW]	10,8756	10,766	0,109	8,5416	8,457	0,084	3,3320	3,300	0,032
$\sum \dot{W}_P$ [kW]	0,2574	0,257	~0	0,2175	0,218	~0	0,0955	0,096	~0
$\dot{Q}_{Vor,1}$ [kW]	15,3811	15,075	0,306	14,0830	13,777	0,306	6,5799	6,458	0,122
$\dot{Q}_{Vor,2}$ [kW]	18,5143	18,326	0,188	13,0127	12,920	0,092	4,3046	4,268	0,036
$\dot{Q}_{Ver}$ [kW]	70,5707	70,225	0,345	50,0724	49,841	0,231	16,7386	16,666	0,072
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	93,8717	93,117	0,754	68,8602	68,299	0,561	24,3892	24,188	0,201
<b>Heizsystem</b>									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100,00	100,145	0,145	100,00	100,398	0,398	100,00	100,303	0,303
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	1,1962	1,1962	0	0,7974	0,7974	0	0,5981	0,5981	0
$T_{Vor}$ [°C]	70	70,014	0,014	80,00	80,078	0,078	90,00	90,029	0,029
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
<b>Geothermalwasser</b>									

$T_{GW,1}$ [°C]	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0
$T_{GW,2}$ [°C]	83,1974	83,300	0,102	88,0780	88,154	0,076	96,0146	96,043	0,028
$T_{GW,3}$ [°C]	78,7893	78,931	0,141	84,9797	85,078	0,098	94,9897	95,029	0,039
$T_{GW,4}$ [°C]	54,9797	55,00	0,020	61,1702	61,109	0,0612	71,1802	71,129	0,051
$T_{GW,5}$ [°C]	51,4009	51,392	~0	57,9243	57,814	0,110	69,6912	69,586	0,105

## C.2 HB2 (vgl. Abb. 6.3) /Randbedingungen nach Tab. 4.1

R134a	Zustand 1			Zustand 2			Zustand 3		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
<b>ORC</b>									
$P_{Ver,1}$ [bar]	29,3190	29,3190	0	31,1129	31,1129	0	33,1311	33,1311	0
$T_4$ [°C]	85,1146	85,115	~0	87,9681	87,968	~0	91,0467	91,047	~0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,4379	0,4379	0	0,3325	0,3325	0	0,2040	0,2040	0
$P_{Kon}$ [bar]	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0
$P_{Ver,2}$ [bar]	10,3889	10,3889	0	10,2667	10,2667	0	10,2610	10,2610	0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,2715	0,2715	0	0,2536	0,2536	0	0,2528	0,2528	0
$T_4$ [°C]	40,8223	40,822	~0	40,3777	40,378	~0	40,357	40,357	0
$\dot{W}_T$ [kW]	11,4328	11,536	0,103	9,1667	9,209	0,042	6,4006	6,410	~0
$\sum \dot{W}_P$ [kW]	1,1235	1,129	~0	0,9293	0,9340	~0	0,6485	0,651	~0
$\dot{Q}_{Vor,1}$ [kW]	42,3863	41,816	0,570	33,9913	33,706	0,285	22,1383	22,036	0,102
$\dot{Q}_{Ver,1}$ [kW]	41,5186	41,774	0,255	29,5338	29,309	0,224	16,6037	16,212	0,391
$\dot{Q}_{Vor,2}$ [kW]	6,2840	6,044	0,24	5,7002	5,490	0,210	5,6734	5,486	0,187
$\dot{Q}_{Ver,2}$ [kW]	43,6413	44,147	0,505	40,8887	41,346	0,457	40,7589	41,20	0,441
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	122,1998	123,375	1,175	100,4025	101,577	1,174	77,5791	79,176	1,597
<b>Heizsystem</b>									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100	100,56	0,56	125	125,68	0,68	150	150,448	0,448
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	0,9569	0,9569	0	1,1962	1,1962	0	1,4354	1,4354	0
$T_{Vor}$ [°C]	75,00	75,501	0,501	75,00	75,109	0,109	75,00	75,048	0,048
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
<b>Geothermalwasser</b>									
$T_{GW,1}$ [°C]	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0
$T_{GW,2}$ [°C]	90,1146	90,074	0,040	92,9681	93,039	0,071	96,0467	96,151	0,104
$T_{GW,3}$ [°C]	80,0226	80,114	0,091	84,8750	85,017	0,142	90,7757	90,913	0,137
$T_{GW,4}$ [°C]	56,2131	56,088	0,125	55,1131	55,00	0,113	55,0614	55,00	0,061
$T_{GW,5}$ [°C]	45,8223	45,521	0,301	45,3777	45,103	0,274	45,3569	45,138	0,219
$T_{GW,6}$ [°C]	44,3261	44,074	0,252	44,0205	43,788	0,232	44,0061	43,824	0,182

R245fa	Zustand 4			Zustand 5			Zustand 6		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
<b>ORC</b>									
$P_{Ver,1}$ [bar]	8,1009	8,1009	0	9,0253	9,0253	0	10,5256	10,5256	0
$T_4$ [°C]	81,0715	81,072	~0	85,5050	85,505	0	92,0078	92,008	0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,3838	0,3838	0	0,2682	0,2682	0	0,0879	0,0879	0
$P_{Kon}$ [bar]	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0
$P_{Ver,2}$ [bar]	2,5023	2,5023	0	2,7033	2,7033	0	3,0909	3,0909	0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,2369	0,2369	0	0,3274	0,3274	0	0,4683	0,4683	0
$T_4$ [°C]	39,8177	39,972	0,154	42,1925	42,335	0,142	46,4053	46,534	0,128
$\dot{W}_T$ [kW]	11,3144	11,253	0,061	9,9067	9,848	0,058	7,4193	7,369	0,050
$\sum \dot{W}_P$ [kW]	0,2590	0,259	0	0,2255	0,226	~0	0,1439	0,144	0
$\dot{Q}_{Vor,1}$ [kW]	30,1819	29,717	0,464	22,8649	22,512	0,352	8,3580	8,232	0,126

$\dot{Q}_{Ver,1}$ [kW]	58,4996	58,216	0,283	39,8791	39,693	0,186	12,5671	12,506	0,061
$\dot{Q}_{Vor,2}$ [kW]	4,7455	4,592	0,153	7,6244	7,387	0,237	13,6227	13,260	0,362
$\dot{Q}_{Ver,2}$ [kW]	43,0844	42,858	0,226	59,0473	58,703	0,344	83,1728	82,931	0,241
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	128,3152	124,39	3,925	123,9041	123,375	0,529	110,4452	109,704	0,741
<b>Heizsystem</b>									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100,00	100,762	0,762	100,00	100,841	0,841	100,00	100,00	0
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	1,1962	1,1962	0	0,7974	0,7974	0	0,5981	0,5981	0
$T_{Vor}$ [°C]	70,00	70,137	0,137	80,00	80,211	0,211	90,00	90,076	0,076
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
<b>Geothermalwasser</b>									
$T_{GW,1}$ [°C]	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0
$T_{GW,2}$ [°C]	86,0715	86,160	0,088	90,5050	90,569	0,064	97,0078	97,031	0,023
$T_{GW,3}$ [°C]	78,8854	79,078	0,192	85,0610	85,211	0,15	95,0178	95,076	0,058
$T_{GW,4}$ [°C]	55,0758	55,00	0,075	61,2514	61,136	0,115	71,2083	71,148	0,060
$T_{GW,5}$ [°C]	44,8177	44,741	0,076	47,1925	47,088	0,104	51,4053	51,316	0,089
$T_{GW,6}$ [°C]	43,6878	43,641	0,046	45,3772	45,320	0,057	48,1618	48,141	0,020

## C.3 HB3 (vgl. Abb. 6.4) /Randbedingungen nach Tab. 4.1

R134a	Zustand 1			Zustand 2			Zustand 3		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
<b>ORC</b>									
$P_{Ver,1}$ [bar]	17,7931	17,7931	0	17,7931	17,7931	0	17,7931	17,7931	0
$T_4$ [°C]	62,4146	62,415	0	62,4146	62,415	0	62,4146	62,415	0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,4737	0,4737	0	0,3406	0,3406	0	0,2076	0,2076	0
$P_{Kon}$ [bar]	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0
$P_{Ver,2}$ [bar]	10,2052	10,2052	0	10,2190	10,2190	0	10,2327	10,2327	0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,2445	0,2445	0	0,2465	0,2465	0	0,2486	0,2486	0
$T_4$ [°C]	40,1526	40,184	0,031	40,2030	40,194	~0	40,2534	40,244	~0
$\dot{W}_T$ [kW]	9,0398	9,114	0,074	6,9903	7,047	0,056	4,9409	4,983	0,042
$\sum \dot{W}_P$ [kW]	0,6311	0,636	~0	0,4800	0,483	~0	0,3288	0,385	0,056
$\dot{Q}_{Vor,1}$ [kW]	26,4377	26,407	0,030	19,0114	18,987	0,024	11,5851	11,573	0,012
$\dot{Q}_{Ver,1}$ [kW]	64,4466	64,340	0,106	46,3437	46,262	0,081	28,2407	28,197	0,043
$\dot{Q}_{Vor,2}$ [kW]	5,4120	5,232	0,180	5,4761	5,300	0,176	5,5405	5,364	0,176
$\dot{Q}_{Ver,2}$ [kW]	39,4746	39,910	0,435	39,7924	40,082	0,289	40,1098	40,325	0,215
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	127,4485	127,411	0,037	104,2003	104,068	0,136	80,9520	80,808	0,144
<b>Heizsystem</b>									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100	100,103	0,103	125,00	125,136	0,136	150	150,159	0,159
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	0,9569	0,9569	0	1,1962	1,1962	0	1,4354	1,4354	0
$T_{Vor}$ [°C]	75,00	75,00	0	75,00	75,00	0	75,00	75,00	0
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
<b>Geothermalwasser</b>									
$T_{GW,1}$ [°C]	100	100,00	0	100	100,00	0	100	100	0
$T_{GW,2}$ [°C]	67,4146	67,451	0,036	67,4146	67,452	0,037	67,4146	67,439	0,024
$T_{GW,3}$ [°C]	54,0472	54,039	~0	54,0472	54,041	~0	54,0472	54,023	0,024
$T_{GW,m}$ [°C]	54,5513	54,484	0,067	54,6774	54,596	0,081	54,8034	54,705	0,098
$T_{GW,5}$ [°C]	45,1526	44,931	0,221	45,2030	45,001	0,202	45,2534	45,052	0,201
$T_{GW,6}$ [°C]	43,8641	43,678	0,186	43,8992	43,732	0,167	43,9343	43,768	0,166

R245fa	Zustand 4			Zustand 5			Zustand 6		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
<b>ORC</b>									
$P_{Ver,1}$ [bar]	4,7519	4,7519	0	4,7519	4,7519	0	4,7519	4,7519	0
$T_4$ [°C]	60,8787	60,950	0,071	60,8787	60,950	0,0731	60,8787	60,950	0,071
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,4021	0,4021	0	0,4021	0,4021	0	0,4021	0,4021	0
$P_{Kon}$ [bar]	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0
$P_{Ver,2}$ [bar]	2,5121	2,5121	0	2,5121	2,5121	0	2,5121	2,5121	0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,2417	0,2417	0	0,2417	0,2417	0	0,2417	0,2417	0
$T_4$ [°C]	39,9368	40,090	0,153	39,9368	40,090	0,153	39,9368	40,090	0,153
$\dot{W}_T$ [kW]	8,5433	8,492	0,051	8,5433	8,492	0,051	8,5433	8,492	0,051
$\sum \dot{W}_P$ [kW]	0,1452	0,145	~0	0,1452	0,145	~0	0,1452	0,145	~0
$\dot{Q}_{Vor,1}$ [kW]	19,8446	19,534	0,310	19,8446	19,534	0,310	19,8446	19,534	0,310
$\dot{Q}_{Ver,1}$ [kW]	67,4843	67,184	0,300	67,4843	67,184	0,300	67,4843	67,184	0,300
$\dot{Q}_{Vor,2}$ [kW]	4,8808	4,786	0,094	4,8808	4,786	0,094	4,8808	4,786	0,094
$\dot{Q}_{Ver,2}$ [kW]	43,9367	43,412	0,524	43,9367	43,412	0,524	43,9367	43,412	0,524
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	127,7483	126,869	0,879	127,7483	126,869	0,879	127,7483	126,869	0,879
<b>Heizsystem</b>									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100	99,839	0,161	100	99,839	0,161	100	99,839	0,161
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	1,1962	1,1962	0	0,7974	0,7974	0	0,5981	0,5981	0
$T_{Vor}$ [°C]	70,00	69,952	0,048	80,00	79,911	0,089	90,00	89,845	0,155
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
<b>Geothermalwasser</b>									
$T_{GW,1}$ [°C]	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0
$T_{GW,2}$ [°C]	65,8787	66,008	0,129	65,8787	66,008	0,129	65,8787	66,008	0,129
$T_{GW,3}$ [°C]	55,8449	56,087	0,242	55,8449	56,087	0,242	55,8449	56,087	0,242
$T_{GW,m}$ [°C]	55,3979	55,512	0,114	55,3979	55,512	0,114	55,3979	55,512	0,114
$T_{GW,5}$ [°C]	44,9368	45,049	0,112	44,9368	45,049	0,112	44,9368	45,049	0,112
$T_{GW,6}$ [°C]	43,7747	43,903	0,128	43,7747	43,903	0,128	43,7747	43,903	0,128

## C.4 HB4 (vgl. Abb. 6.5) /Randbedingungen nach Tab. 4.1

R134a	Zustand 1			Zustand 2			Zustand 3		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
<b>ORC</b>									
$P_{Ver}$ [bar]	26,5833	26,5833	0	29,5433	29,5433	0	32,2341	32,2341	0
$T_4$ [°C]	80,4583	80,446	0,012	85,4779	85,4779	0	89,6998	89,70	~0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,5857	0,5857	0	0,4252	0,4252	0	0,2623	0,2623	0
$P_{Kon}$ [bar]	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0	6,6528	6,6528	0
$x$ [-]	0,9803	0,971	~0	0,9716	0,963	~0	0,9628	0,949	0,013
$\dot{W}_T$ [kW]	12,0809	12,072	~0	9,2472	9,246	~0	5,9201	5,869	0,051
$\dot{W}_P$ [kW]	1,1988	1,205	~0	0,9994	1,005	~0	0,6892	0,692	~0
$\dot{Q}_{Vor}$ [kW]	51,3821	50,748	0,634	41,3329	40,937	0,396	27,6548	27,437	0,217
$\dot{Q}_{Ver}$ [kW]	61,0753	61,216	0,140	39,9928	40,131	0,138	22,2609	22,001	0,26
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	101,5753	101,097	0,478	73,0779	72,826	0,251	44,6848	44,261	0,423
<b>Heizsystem</b>									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100,00	99,358	0,642	125,00	124,378	0,622	150,00	149,726	0,274
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	0,9569	0,9569	0	1,1962	1,1962	0	1,4354	1,4354	0
$T_{Vor}$ [°C]	75,00	74,814	0,186	75,00	74,849	0,151	75,00	74,928	0,072
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
<b>Geothermalwasser</b>									
$T_{GW,1}$ [°C]	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0

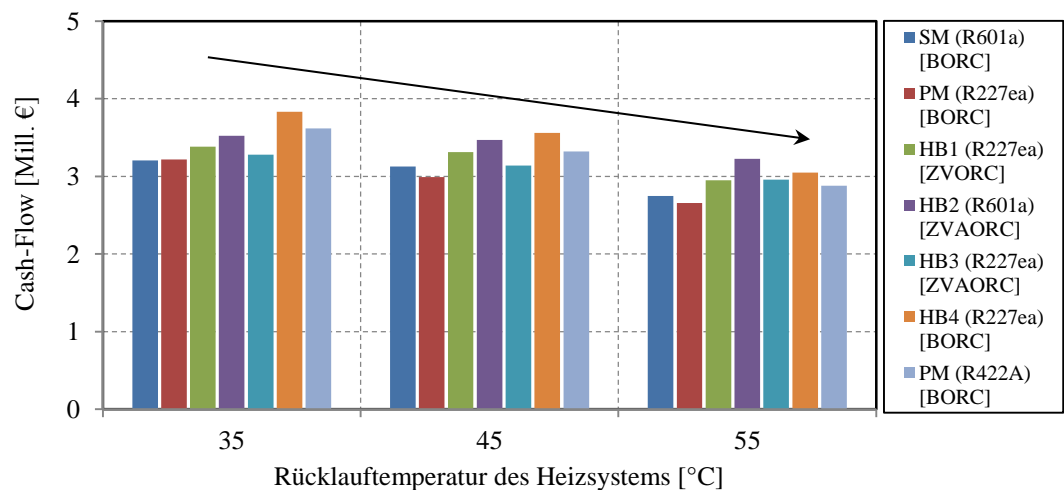
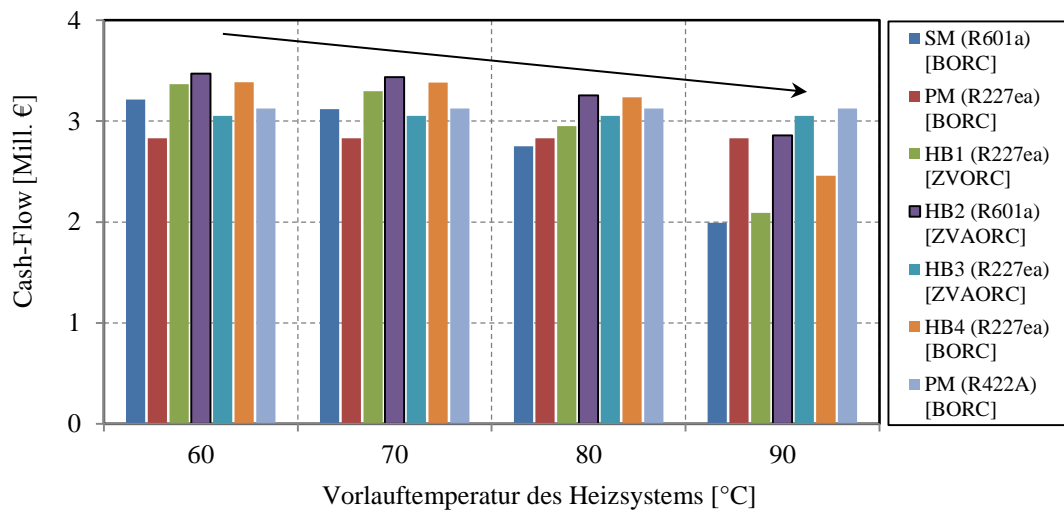
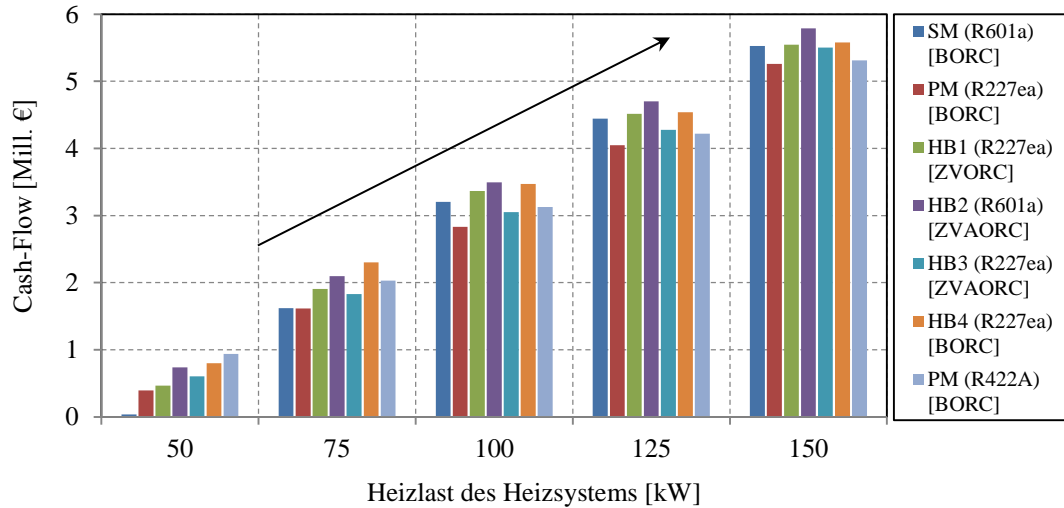
$T_{GW,2}$ [°C]	85,4583	85,446	0,012	90,4779	90,465	0,012	94,6998	94,776	0 0,076
$T_{GW,3}$ [°C]	30,0112	30,445	0,433	30,0112	30,368	0,356	30,0112	30,383	0,371
$T_{GW,4}$ [°C]	54,9082	55,00	0,091	54,9305	55,00	0,069	54,9383	55,00	0,061
$T_{GW,5}$ [°C]	49,4149	49,585	0,170	50,8748	50,991	0,116	52,4010	52,495	0,094

R245fa	Zustand 4			Zustand 5			Zustand 6		
	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.	Matlab	EBSILON ®Prof.	Abw.
<b>ORC</b>									
$P_{Ver}$ [bar]	7,5099	7,5099	0	7,8736	7,8736	0	10,0406	10,0406	0
$T_4$ [°C]	78,0339	78,034	0	79,9232	79,923	0	89,9879	89,9879	0
$\dot{m}_{AM}$ [kg/s]	0,4601	0,4601	0	0,4129	0,4129	0	0,1454	0,1454	0
$P_{Kon}$ [bar]	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0	1,4943	1,4943	0
$x$ [-]	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$\dot{W}_T$ [kW]	10,9432	10,834	0,109	10,1228	10,021	0,101	4,1099	4,069	0,041
$\dot{W}_P$ [kW]	0,2583	0,258	~0	0,2459	0,246	0	0,1160	0,116	0
$\dot{Q}_{Vor}$ [kW]	34,1033	33,592	0,511	31,7610	31,279	0,482	13,3766	13,175	0,201
$\dot{Q}_{Ver}$ [kW]	71,2575	70,916	0,341	63,3226	63,015	0,307	21,0507	20,951	0,099
$\dot{Q}_{Kon}$ [kW]	94,6759	93,933	0,742	85,2067	84,520	0,686	30,4334	30,173	0,260
<b>Heizsystem</b>									
$\dot{Q}_{HS}$ [kW]	100,00	99,748	0,252	100,00	100,195	0,195	100,00	100,293	0,293
$\dot{m}_{HS}$ [kg/s]	1,1962	1,196	~0	0,7974	0,7974	0	0,5981	0,5981	0
$T_{Vor}$ [°C]	70,00	69,934	0,066	80,00	80,018	0,018	90,00	90,025	0,025
$T_{rück}$ [°C]	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0	50,00	50,00	0
<b>Geothermalwasser</b>									
$T_{GW,1}$ [°C]	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0	100,00	100,00	0
$T_{GW,2}$ [°C]	83,0339	83,135	0,101	84,9232	85,018	0,094	94,9879	95,025	0,037
$T_{GW,3}$ [°C]	29,9973	30,668	0,670	29,9973	30,706	0,708	29,9973	30,788	0,790
$T_{GW,4}$ [°C]	54,9203	55,00	0,079	57,3122	57,270	0,042	69,9515	69,893	0,058
$T_{GW,5}$ [°C]	51,1046	51,276	0,171	53,5515	53,613	0,061	67,9935	67,980	0,013

**Bemerkung:** Die veränderten Zustände beziehen sich auf unterschiedliche Kombination der Heizsystembedarfe und zwei Arbeitsmittel (farbig markiert).

## Anhang D

Cash-Flow verschiedener KWK-Modelle (vgl. Abb. 4.2, 4.3 und Abb. 6.1, 6.3, 6.4, 6.5) mit unterschiedlichen Kreisprozessverfahren und Fluiden bei schwankenden thermischen Bedarfen im Heizsystem:  $T_{GW,ein} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{GW} = 75\text{ kg/s}$ .

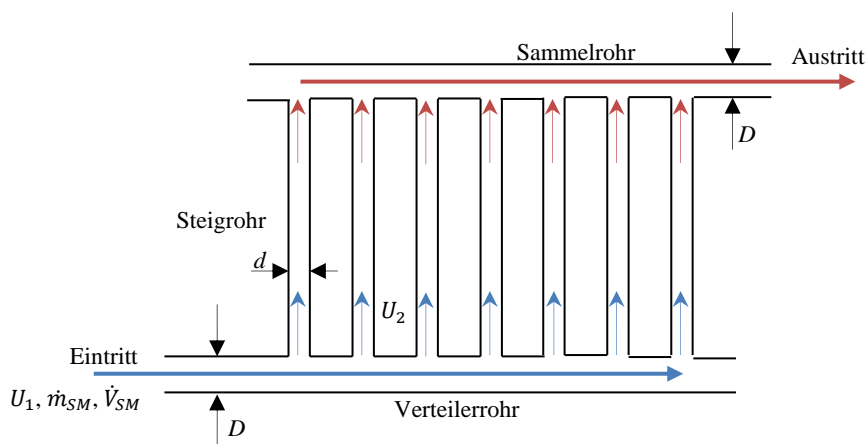


## Anhang E

### E.1 Druckabfall im Solarkollektor, abgeleitet von QAiST [193].

(Es beruht auf: White, Frank M.: Fluid mechanics; fifth and seventh edition 2003, 2009)

Der Druckabfall über den Solarkollektor unterscheidet sich nach der Absorberkonstruktion sowie wird von verschiedenen Faktoren, wie Solarflüssigkeitsmenge und -viskosität, der Durchmesser sowie Rauheit der Steig- und Sammelleitungen, beeinflusst. So entsteht der Druckabfall für Anordnung der Absorberrohren nach Harfen (Harfenabsorber-Konstruktion) ursprünglich aus der Reibung des Wärmeträgers innerhalb der Absorberrohren sowie Geometrieänderung beim Durchströmen des Wärmeträgers unterschiedlicher Querschnitte (Abb. E.1).



**Abb. E.1:** Prinzipskizze der Rohrleitungskonstruktion nach Harfen.

Der gesamte Druckabfall über den Kollektor

$$\Delta P_{Kol} = \Delta P_{fr} + \Delta P_{gc}.$$

$\Delta P_{fr}$  ist der wegen Reibung verursachte Druckabfall und berechnet sich zu

$$\Delta P_{fr} = \sum (\rho \cdot U_i^2 \cdot \sigma \cdot L_i) / (2 \cdot d_i).$$

$\sigma$  [-] ist der Reibungsfaktor, der im Moody-Diagramm als Funktion der Reynolds-Zahl ( $Re$ ), der Wandrauheit ( $\varepsilon$ ) und des Durchmessers ( $d$ ) der Rohre gegeben ist, wie folgt:

Laminare Strömung  $Re \leq 2300$ :

$$\sigma = 64/Re.$$

Übergangsströmung und turbulente Strömung  $Re \geq 2300$ :



$$\left[ \begin{array}{ll}
 Re \cdot \varepsilon/d \leq 65 & \text{(Hydraulisch glatte Rohre)} \\
 \sigma = 0,3164 \cdot Re^{-0.25} & \\
 65 < Re \cdot \varepsilon/d \leq 1300 & \text{(Übergangsbereich)} \\
 1/\sqrt{\sigma} = -2 \cdot \log[(2,51/(Re \cdot \sqrt{\sigma}) + (0,269 \cdot \varepsilon/d)] & \\
 Re \cdot \varepsilon/d \geq 1300 & \text{(Hydraulisch raue Rohre)} \\
 \sigma = 1/[2 \cdot \log(3,71 \cdot d/\varepsilon)]^2 &
 \end{array} \right.$$

$U$  [m/s]: Strömungsgeschwindigkeit des Solarmediums in einem Einzelrohr.

$L$  [m]: Rohrlänge.

$d$  [m]: Rohrdurchmesser.

$\varepsilon$  [m]: Wandrauheit des Rohrs und kann den Tabellen entnommen werden.

$Re$  [-]: Reynolds-Zahl, mit

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\mu} = \frac{U \cdot d}{\nu}.$$

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]: Dichte des Solarmediums.

$\mu$  [kg/m·s]: dynamische Viskosität des Solarmediums.

$\nu$  [m<sup>2</sup>/s]: kinematische Viskosität des Solarmediums.

Die letzte Gleichungssystematik ist die mathematische Grundlage des Moody-Diagramms, durch deren Lösung man den Reibungsfaktor in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl und Rohrrauigkeit für vordefinierten Rohrdurchmesser erhält.

Der Druckabfall infolge der Geometrieänderung ergibt sich im allgemein aus

$$\Delta P_{gc} = \sum \xi_i \cdot \rho \cdot \frac{U_i^2}{2}.$$

$\xi$  [-]: ist der Verlustkoeffizient aufgrund Eingang- und Ausgangeffekte (plötzliche Expansion und Kontraktion), Kurven, Bögen, Ventile usw. Hier sind nur die plötzliche Expansion- und Kontraktionseffekte zu betrachten, wie folgt:

$$\xi_{Expansion} = (1 - d^2/D^2)^2 ; d < D,$$

$$\xi_{Kontraktion} = (1 - \varphi/\varphi)^2.$$

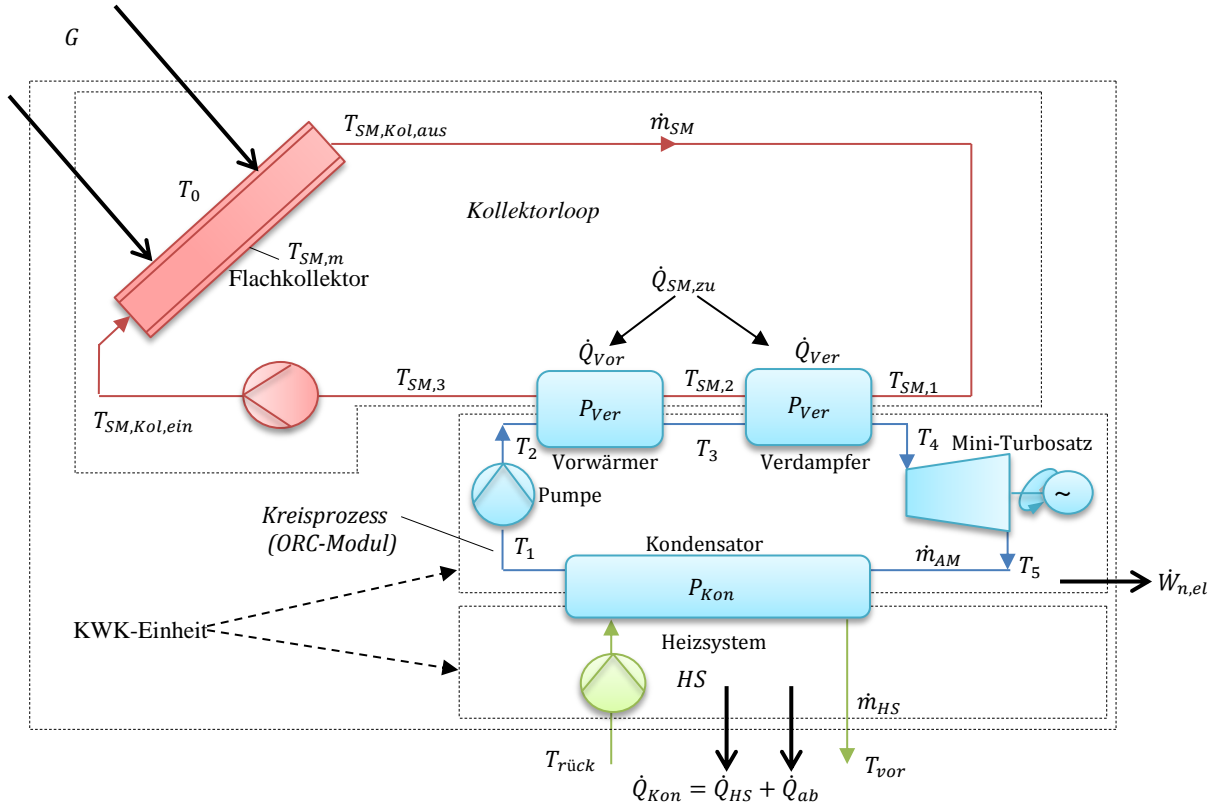
$\varphi$  [-]: ist der Kontraktionskoeffizient und kann in Tabellen gefunden werden.

**QAiST**: Quality Assurance in Solar heating and cooling Technology; **gc**: eng. geometry change; **fr**: eng. friction.

## E.2 Beschreibung der Kombination von ORC/Flachkollektor mit einer eventuellen Wärmerückgewinnung über den Kondensator

### KWK-Bedingung

$$T_{Kon,tl}(P_{Kon}) \geq T_{vor} + \Delta T_{pp} \ \& \ T_{Kon,sl}(P_{Kon}) \geq T_{rück} + \Delta T_{pp} \ \& \ \dot{Q}_{HS} \leq \dot{Q}_{Kon}(P_{Kon}).$$



**Abb. E.2:** Schematische Darstellung der solaren Kombination von ORC/Flachkollektor mit einer Wärmerückgewinnung über den Kondensator.

### A. ORC-Subsystem

$$\dot{W}_{el} = [\dot{m}_{AM} \cdot ((h_4 - h_5) \cdot \eta_{T,mec} \cdot \eta_{Gen} - (h_2 - h_1))],$$

$$\eta_{el} = \frac{((h_4 - h_5) \cdot \eta_{T,mec} \cdot \eta_{Gen}) - (h_2 - h_1)}{h_4 - h_2}.$$

### B. Heizsystem-Subsystem

$$\dot{Q}_{HS} = \dot{Q}_{Kon} - \dot{Q}_{ab},$$

$$\dot{Q}_{Kon} = \dot{Q}_{HS} + \dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{HS} \cdot c_{p,HS} \cdot (T_{vor} - T_{rück}) \equiv \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{KW,aus} - T_{KW,ein}),$$

$$T_{KW,aus} \equiv T_{vor} \ \& \ T_{KW,ein} \equiv T_{rück} \ \& \ c_{p,KW} \equiv c_{p,HS} \ \& \ \dot{m}_{KW} \equiv \dot{m}_{HS}.$$

**C. Sonnenflachkollektor-Subsystem**

$$T_{SM,Kol,ein} = T_{SM,3} \Rightarrow T_{SM,m} = (T_{SM,1} + T_{SM,3})/2,$$

$$T_{SM,3} = T_{SM,1} - [\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2) / \dot{m}_{SM} \cdot C_{p,SM}],$$

$$\eta_{Kol} = \eta_{opt} - [a_1 \cdot (T_{SM,1} - \left( \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2)}{2 \cdot \dot{m}_{SM} \cdot C_{p,SM}} \right) - T_0) / G] - [a_2 \cdot (T_{SM,1} - \left( \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2)}{2 \cdot \dot{m}_{SM} \cdot C_{p,SM}} \right) - T_0)^2 / G].$$

**D. Externe Umwälzpumpen-Subsystem**

$$\dot{W}_{P,ext} = \dot{W}_{el,\ddot{a}q},$$

$$\dot{m}_{AM,\ddot{a}q} = \dot{W}_{P,ext} / [(h_4 - h_5) \cdot \eta_{T,mec} \cdot \eta_{Gen} - (h_2 - h_1)],$$

$$\dot{m}_{SM,\ddot{a}q} = \dot{m}_{AM,\ddot{a}q} \cdot (h_4 - h_3) / [C_{p,SM} \cdot (T_{SM,1} - T_3 - \Delta T_{pp})],$$

$$\dot{m}_{SM,\ddot{a}q} = \frac{\dot{W}_{P,ext}}{[(h_4 - h_5) \cdot \eta_{T,mec} \cdot \eta_{Gen}] - (h_2 - h_1)} \cdot \frac{(h_4 - h_3)}{[C_{p,SM} \cdot (T_{SM,1} - T_3 - \Delta T_{pp})]},$$

$$\dot{m}_{AM} = \dot{m}'_{AM} + \dot{m}_{AM,\ddot{a}q},$$

$$\dot{m}_{SM} = \dot{m}'_{SM} + \dot{m}_{SM,\ddot{a}q}.$$

**E. Nutzenergieströme und Gesamtwirkungsgrade**

$$\dot{W}_{el,n} = \dot{W}_{el} - \dot{W}_{P,ext},$$

$$\dot{Q}_{HS} = f \cdot \dot{W}_{el,n},$$

$$\eta_{KWK} = (\dot{W}_{el,n} + \dot{Q}_{HS}) / \dot{Q}_{SM,zu} = \dot{W}_{el,n} \cdot (1 + f) / \dot{Q}_{SM,zu},$$

$$\eta_{tot} = \eta_{KWK} \cdot \eta_{Kol},$$

$$\dot{Q}_{SM,zu} = \dot{Q}_{Vor} + \dot{Q}_{Ver} = \underbrace{\dot{m}_{SM} \cdot C_{p,SM}}_{\dot{m}'_{SM} + \dot{m}_{SM,\ddot{a}q}} \cdot (T_{SM,1} - T_{SM,3}),$$

$$\eta_{KWK} = \frac{\dot{W}_{el,n} \cdot (1 + f)}{\dot{m}_{SM} \cdot C_{p,SM} \cdot (T_{SM,1} - T_{SM,3})},$$

$$\eta_{tot} = \left\{ \frac{\dot{W}_{el,n} \cdot (1 + f)}{\dot{m}_{SM} \cdot C_{p,SM} \cdot (T_{SM,1} - T_{SM,3})} \right\} \cdot \left\{ \eta_{opt} - [a_1 \cdot (T_{SM,1} - \left( \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2)}{2 \cdot \dot{m}_{SM} \cdot C_{p,SM}} \right) - T_0) / G] - [a_2 \cdot (T_{SM,1} - \left( \frac{\dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2)}{2 \cdot \dot{m}_{SM} \cdot C_{p,SM}} \right) - T_0)^2 / G] \right\}.$$

### **Danksagung**

Vor allen Dingen möchte ich meinen besonderen Dank nachstehenden Personen entgegen bringen:

Dem Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Christian Karcher (Technische Universität Ilmenau) habe ich die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit und offizielle Unterstützung seitens der TU-Ilmenau zu verdanken.

Mein ganz spezieller Dank gilt dabei dem Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Salman Ajib (Hochschule Ostwestfalen Lippe) für die mir bisher schon gegebene Chance zur wissenschaftlichen Tätigkeit und Forschung in seinem Fachgebiet.

Ferner danke ich recht herzlich dem Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. André Thess (Technische Universität Stuttgart) für seine freundliche Hilfsbereitschaft auf allen Ebenen.

Mein Dank geht auch an Herrn Dipl.-Ing. Wolfgang Günther (TU-Ilmenau) für die sprachliche Unterstützung und Verbesserung.

Des Weiteren möchte ich mich bei Frau Colette Wilhelm (TU-Ilmenau) für die Bereitstellung der angeforderten Dokumente während der Bearbeitung des Themas.

Nicht zuletzt bedanke ich mich herzlich bei meiner Familie (meinen Eltern, meinem Bruder und meinen Schwestern), die mir eine wertvolle Ausbildung ermöglicht haben, und bei meiner Frau (Roba Salamy) und meinen Kindern (Sulieman, Mohammad und Mariam), die mit mir viel Geduld hatten, wofür ich sehr dankbar bin.